

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ З КУРСУ
“Вантажопідйомні машини” для студентів спеціальності
7.090214, 050503 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні,
меліоративні машини і обладнання”**

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 1 від 24.06.2010

Харків НТУ “ХПІ” 2010

Методичні вказівки до лабораторних робіт з курсу «Вантажо-підйомні машини» для студентів спеціальності 7.090.214, 050503 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання” / Уклад. Григоров О.В., Петренко Н.О., Стрижак В.В., Губський С.О. – Х. : НТУ “ХПІ”, 2010. – 80 с.

Укладачі: О. В. Григоров
Н. О. Петренко
В. В. Стрижак
С. О. Губський

Рецензент: *Г. В. Вишиневецький*

Кафедра підйомно-транспортних машин і обладнання

ВСТУП

Дане видання призначене для студентів спеціальності 7.090214, 050503 «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання» і покликане допомогти студентам оволодіти знаннями з курсу «Вантажопідйомні машини». Тут подано методичні рекомендації до виконання дев'яти типів лабораторних робіт, що стосуються поліспастів, канатів, домкратів, гальм, динаміки кранових систем механізму пересування мостового крана, динаміки кранової системи механізму повороту баштового крана.

Метою видання є надати студентам знання з розрахунків і налагодження різноманітних кранових елементів. Отримані знання студенти будуть використовувати при виконанні курсового та дипломного проєктів, а також у подальшій інженерній діяльності.

Лабораторна робота 1

ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ У ГІЛЦІ, ЩО ЗБІГАЄ, КАНАТА КРАТНОГО ПОЛІСПАСТА ДЛЯ ВИГРАШУ В СИЛІ ПРИ ПІДЙОМІ ВАНТАЖУ

1.1. Мета роботи

Експериментально дослідити максимальні зусилля у гілці, яка збігає, каната кратного поліспаста при підйомі вантажу залежно від кратності поліспаста.

1.2. Загальні вказівки до роботи

Основною характеристикою поліспаста є його кратність, яка визначається як співвідношення числа гілок, на яких висить вантаж, до числа гілок, які ведуть до барабана.

Поліспаста поділяють на подвійні та одинарні.

У подвійному поліспасті на барабани йдуть дві гілки каната, в одинарному – одна гілка. Розглянемо одинарні поліспаста.

В одинарному поліспасті з кратністю m навантаження на канат S_0 для врахування тертя у блоках (ідеальні блоки) визначають за формулою

$$S_0 = \frac{G}{m},$$

де G – вага вантажу та рухомої підвіски.

У дійсності при підніманні або опусканні вантажу внаслідок дії сил опору у блоках зусилля в окремих гілках каната різні.

Максимальне значення має натяг того каната, який іде на барабан.

При підніманні вантажу максимальний натяг S_{\max} визначають за формулою

$$S_{\max} = \frac{G}{m \cdot \eta}, \quad (1.1)$$

де η – ККД поліспаста.

1.3. Опис експериментальної установки

Установка являє собою раму (рис. 1.1), на якій закріплені поліспасти кратністю 5, 4, 3, 2. Поліспасти складаються з системи нерухомих блоків 1 і рухомих блоків 2, які з'єднані гнучким зв'язком (канатом), а також з підвіски 3 і набору вантажів. Зусилля в канаті вимірюється динамометром.

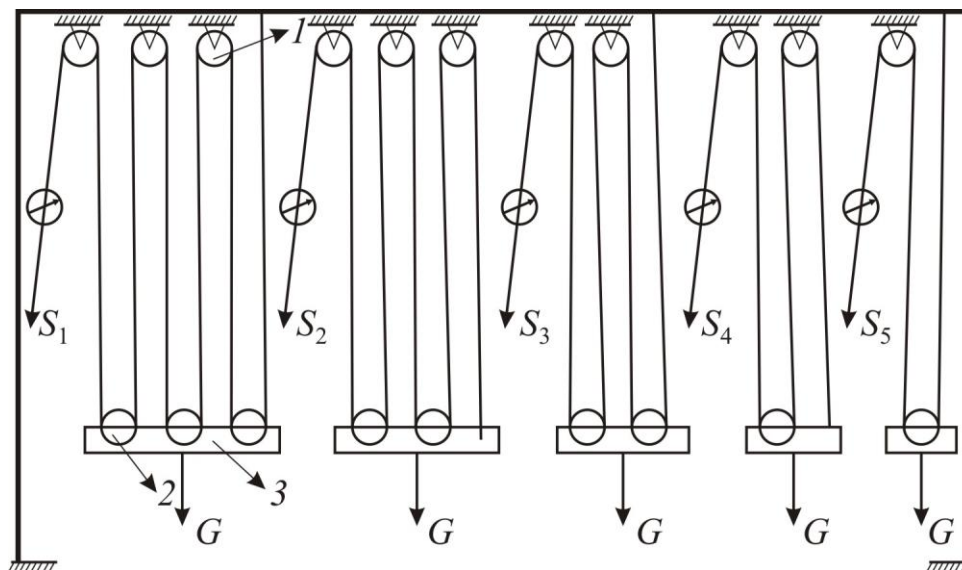


Рисунок 1.1 – Установка для випробування поліспастів з різною кратністю

1.4. Порядок виконання роботи

1. Перевірити кріплення кінців каната.
2. Зібрати на установці поліспасти кратністю 5, 4, 3, 2; за допомогою динамометра зважити вантаж і рухому підвіску:

$$G = G_{\text{ааі}} + G_{\text{і зя}},$$

де G – величина постійна для всіх поліспастів.

3. Виміряти динамометром натяг гілки, що збігає, каната при підйомі вантажу G за допомогою поліспаста кратністю 6.
4. Виконати піднімання цього ж вантажу G , застосовуючи поліспасту кратністю 5, 4, 3, 2 та відповідно вимірюючи натяг у канатах.
5. Побудувати графік залежності зусиль у канатах від кратності поліспаста (рис. 1.2).

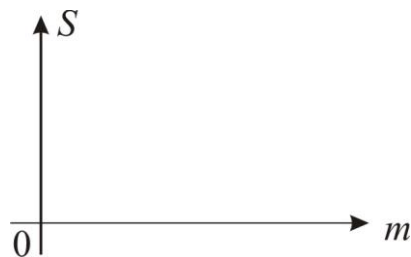


Рисунок 1.2 – Графік залежності зусиль у канатах від кратності поліспастів

6. Розрахувати теоретично натяг у канатах при підйомі вантажу поліспастами кратністю 6, 5, 4, 3, 2, використовуючи формулу

$$S_{\max} = G \frac{1-\eta}{(1-\eta)^m \eta},$$

де G – вага вантажу і підвіски; $\eta = 0,98$ – ККД блока; m – кратність поліспасти.

7. Порівняти теоретичні результати S_{\max} з отриманими експериментально й обчислити абсолютну похибку за формулою

$$\Delta S = S_{\text{теор}} - S_{\text{досл}}.$$

1.5. Зміст звіту

Звіт повинен містити:

1. Експериментальні результати вимірювання натягу в канатах при підйомі вантажу із застосуванням поліспастів кратністю 5, 4, 3, 2.
2. Графік залежності зусиль у канатах від кратності поліспасти.
3. Теоретичні результати розрахунку зусиль каната у поліспастах кратністю 5, 4, 3, 2.

Отримані дані занести у табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Залежність натягу каната від кратності поліспасти

| Показник | Кратність поліспастів | | | |
|-------------------|-----------------------|---|---|---|
| | 5 | 4 | 3 | 2 |
| $S_{\text{теор}}$ | | | | |
| $S_{\text{досл}}$ | | | | |
| $ \Delta S $ | | | | |

Рекомендована література: [1–5].

Лабораторна робота 2

ВИЗНАЧЕННЯ ККД КРАТНИХ ПОЛІСПАСТІВ ДЛЯ ВИГРАШУ В СИЛІ

2.1. Мета роботи

Визначити експериментально коефіцієнт корисної дії кратних поліспастів і порівняти з результатом теоретичного розрахунку.

2.2. Загальні вказівки до роботи

Коефіцієнт корисної дії поліспасту $\eta_{\text{ііє}}$, який має кратність m , визначається як співвідношення корисної роботи при підйомі вантажу на висоту h до затраченої при цьому роботи, яка дорівнює $S_{\text{а}} \cdot m \cdot n$:

$$\eta_{\text{ііє}} = \frac{G \cdot h}{S_{\text{а}} \cdot m \cdot h} = \frac{(1 - \eta^m) \eta}{(1 - \eta) \cdot m}, \quad (2.1)$$

де G – вага вантажу; $S_{\text{а}}$ – натяг гілки, що збігає, каната при підйомі вантажу; $\eta = 0,98$ – ККД блока.

З іншого боку, ККД поліспаста може бути визначений як відношення натягу каната без урахування у поліспасті S_0 та реального максимального зусилля, тобто натягу гілки, яка збігає, каната поліспасту з урахуванням сил опору $S_{\text{а}}$:

$$\eta_{\text{ііє}} = \frac{S_0}{S_{\text{а}}},$$

$$\text{де } S_0 = \frac{G}{m},$$

тоді

$$\eta_{\text{ііє}} = \frac{G}{S_{\text{а}} \cdot m}. \quad (2.2)$$

Формулою (2.1) будемо користуватися для теоретичного розрахунку ККД поліспаста, формулою (2.2) – для отримання його дослідного значення.

2.3. Опис експериментальної установки

Експериментальна установка – це рама (рис. 2.1), на якій закріплені поліспасти кратністю 6, 4, 2. Поліспасти складаються з системи нерухомих блоків 1 і пересувних блоків 2, з'єднаних гнучким зв'язком (канатом), та підвіски 3 і набору вантажів.

Опори блоку – на підшипниках кочення.

Зусилля в канатах вимірюють динамометром.

2.4. Порядок виконання роботи

1. Зібрати на установці поліспасти кратністю 6, 4, 2.

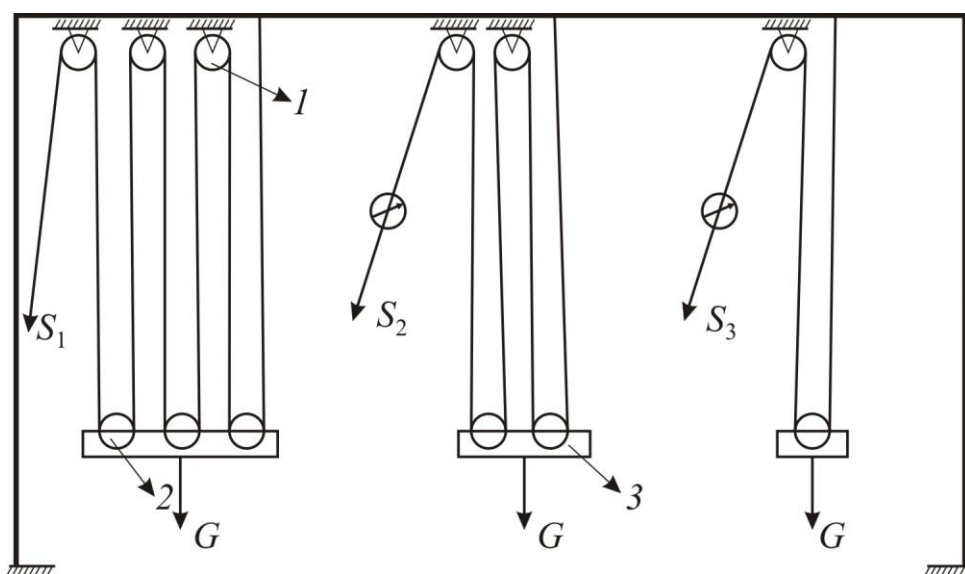


Рисунок 2.1 – Установка з поліспастами кратністю 6, 4, 2

2. За допомогою динамометра зважити вантаж і рухому підвіску:

$$G = G_{\text{вантаж}} + G_{\text{підвіска}},$$

де G – величина постійна для всіх поліспастів.

3. Виміряти динамометром натяг у гілці, що збігає, каната поліспада кратністю 6 при підйомі вантажу S_6 .

4. Обчислити ККД, використовуючи формулу (2.2).

5. Аналогічно знайти ККД поліспада кратністю 4, 2.

6. Розрахувати теоретично ККД поліспастів кратністю 6, 4, 2 за формулою (2.1):

$$\eta_{\text{т\textsubscript{е}}\text{т\textsubscript{е}}} = \frac{(1 - \eta^m) \eta}{(1 - \eta) \cdot m}.$$

7. Порівняти теоретичні результати з отриманими експериментально й обчислити відносну похибку:

$$\varepsilon = \frac{\eta_{\text{д\textsubscript{а}т\textsubscript{е}}} - \eta_{\text{а\textsubscript{е}т\textsubscript{е}}}}{\eta_{\text{д\textsubscript{а}т\textsubscript{е}}}}.$$

2.5. Зміст звіту

Звіт повинен містити:

1. Експериментальні результати ККД поліспастів кратністю 6, 4, 2.
2. Графік зміни значень ККД залежно від кратності поліспастів (рис. 2.2).



Рисунок 2.2 – Графік залежності ККД від кратності поліспастів

3. Теоретичні результати обчислення ККД поліспастів кратністю 6, 4, 2.
4. Розрахунок відносної похибки між теоретичним та експериментальним значенням ККД поліспаста.

Рекомендована література: [1–5].

Л а б о р а т о р н а р о б о т а 3

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І ВИЗНАЧЕННЯ ККД КАНАТНИХ ПОЛІСПАСТІВ

3.1. Мета роботи

Вивчити конструкції канатних поліспастів (за плакатами, навчальними посібниками, моделями); отримати практичні навички з розрахункового визначення ККД поліспастів; оцінити експериментально коефіцієнт корисної дії поліспаста і порівняти його з результатами розрахунку.

3.2. Класифікація і застосування поліспастів

Поліспаст – це система рухомих і нерухомих блоків, які згинаються гнучким елементом, призначена для забезпечення виграшу в силі (силові поліспасты) або швидкості (швидкісні поліспасты).

Найбільше застосування у вантажопідйомних машинах мають силові поліспасты.

Поліспасты для виграшу в силі розділяють на два типи: перші – у яких канат збігає з рухомих блоків (другого роду), і другі – з нерухомих (першого роду).

Залежно від кількості канатів, які навиваються на барабан, поліспасты бувають одинарні та подвійні.

За розташуванням блоків поліспасты поділяють на кратні та ступеневі.

Кратність одинарного поліспаста - це число гілок каната, на яких підвішений вантаж. Під кратністю подвійного поліспаста розуміють число гілок каната одинарного поліспасту, на якому підвішений вантаж.

Передатне число поліспаста - це відношення числа гілок каната, на яких підвішений вантаж, до числа гілок каната, які йдуть до барабана.

Кратні подвійні поліспасти застосовуються з метою обмеження навантаження на вантажні канати і зменшення моменту кручення на валу барабана.

У табл. 3.1 вміщено дані щодо вантажопідйомності та інших характеристик кратних подвійних поліспастів [1].

Таблиця 3.1 – Значення вантажопідйомності Q , передатного числа $i_{\text{п}}$ та ККД η_i подвійних поліспастів

| Кількість несучих гілок каната | Рисунок, на якому зображено схему поліспасти | Q_{max} , кН | $i_{\text{п}}$ | η_i |
|--------------------------------|--|-----------------------|----------------|----------|
| 4 | 3.1 | 25 | 2 | 0,94 |
| 6 | 3.2 | 40 | 3 | 0,92 |
| 8 | 3.3 | 75 | 4 | 0,9 |
| 10 | 3.4 | 100 | 5 | 0,87 |

3.3. ККД кратних одинарних і подвійних поліспастів

3.3.1. *Одинарні поліспасти для виграшу в силі.* ККД одинарного поліспасти другого роду визначають за формулою

$$\eta_{i(2)} = \frac{1}{n+1} \cdot \frac{1-\eta^{n+1}}{1-\eta}. \quad (3.1)$$

ККД одинарного поліспасти першого роду можна знайти з рівності

$$\eta_{i(1)} = \frac{\eta}{n} \cdot \frac{1-\eta^n}{1-\eta}. \quad (3.2)$$

3.3.2. *Подвійні поліспасти для виграшу в силі.* ККД подвійного поліспасти другого роду:

$$\eta_{i(2)} = \frac{2}{n+1} \cdot \frac{1-\eta^{\frac{n+1}{2}}}{1-\eta} \quad (3.3)$$

ККД подвійного поліспада першого роду:

$$\eta_{i(2)} = \frac{2\eta}{n} \cdot \frac{1-\eta^{\frac{n}{2}}}{1-\eta} \quad (3.4)$$

Навантаження гілки вантажного каната, яка навивається на барабан, при підніманні вантажу

$$S_{\max} = \frac{Q}{m\eta_n\eta_i} = \frac{Q}{(n+1)\eta_n\eta_i} \quad (3.5)$$

У формулах (3.1)-(3.5): η - ККД нерухомого блока; n - кількість рухомих і нерухомих блоків; m - кількість гілок вантажного каната, на яких підвішений вантаж; Q - сила тяжіння вантажу; η_i - ККД i -ї кількості напрямних блоків.

При практичних розрахунках приймають ККД таким: для блоків на підшипниках кочення $\eta = 0,97 \div 0,98$; для блоків на підшипниках ковзання $\eta = 0,94 \div 0,96$.

ККД нерухомого блока можна визначити за формулою (3.2):

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi + 2f \frac{d}{D} \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (3.6)$$

де φ - експериментальне значення коефіцієнта жорсткості; f - коефіцієнт тертя в опорі балки; d - діаметр опори блока; α - кут обхвату канатом блока.

Орієнтовне значення коефіцієнта жорсткості може бути отримане також за (3.2):

$$\varphi = K \frac{d^2}{D} \left(1 + \frac{N}{S_{\max}}\right), \quad (3.7)$$

де для канатів паралельної звивки $K = 0,63$, $N = 300$; для канатів хрестової звивки $K = 0,09$, $N = 500$ [2].

Коефіцієнт f можна прийняти таким: $0,005 \div 0,01$ – для підшипників кочення; $0,08 \div 0,1$ – для підшипників ковзання.

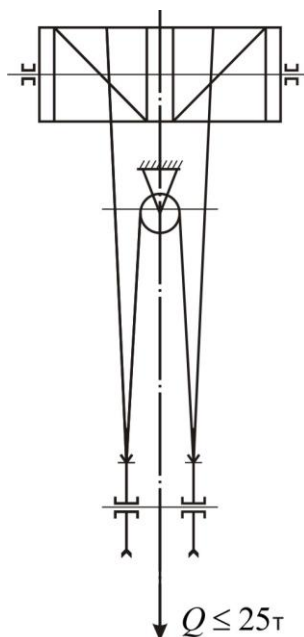


Рисунок 3.1 – Кратний подвійний поліспаст для виграшу в силі з передатним числом $i_i = 2$

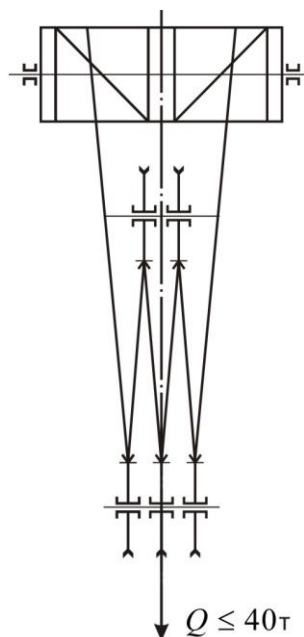


Рисунок 3.2 – Кратний подвійний поліспаст для виграшу в силі з передатним числом $i_i = 3$

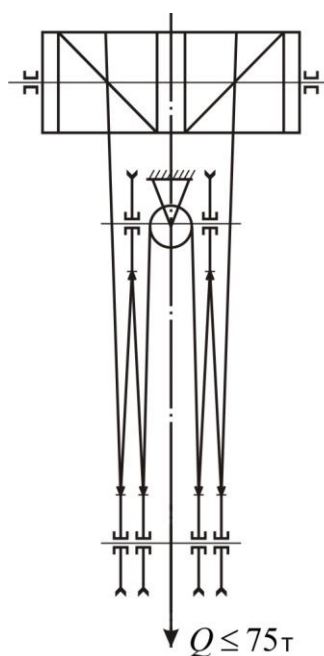


Рисунок 3.3 – Кратний подвійний поліспаст для виграшу в силі з передатним числом $i_i = 4$

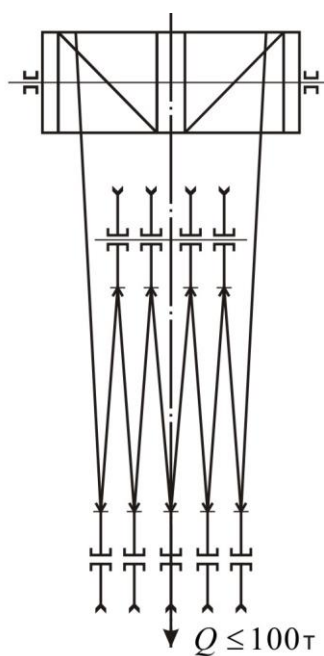


Рисунок 3.4 – Кратний подвійний поліспаст для виграшу в силі з передатним числом $i_i = 5$

3.4. Опис експериментальної установки

Експериментальна установка (рис. 3.5) має позначення: ряд нерухомих 1 і рухомих 2 блоків, які огинає вантажний канат 4; набір вантажів 8, які підвішуються до траверси 3, та набір вантажів 9, які підвішені на гілці, що збігає, вантажного каната.

Вимірювальна частина експериментальної установки складається: зі сталевієї пластини 5 з наклеєними тензодатчиками, тензометричного підсилювача 6, мікроамперметра 7.

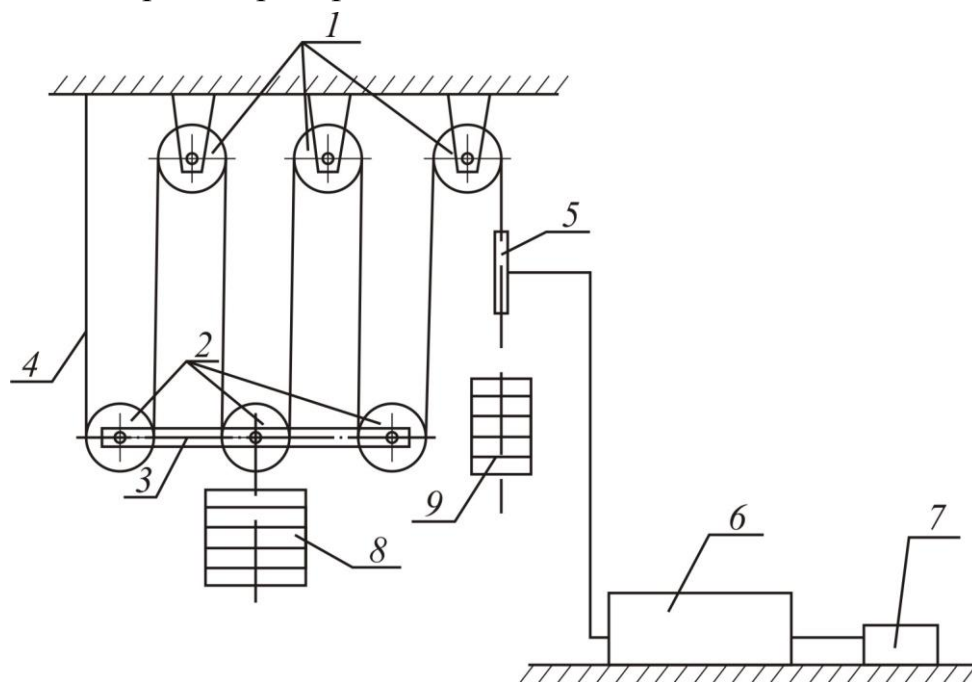


Рисунок 3.5 – Схема експериментальної установки з кратним одинарним поліспастом для вимірювання сили

3.5. Порядок виконання роботи

Для виконання роботи потрібно:

1. Перевірити надійність кріплення вантажів і справність тензометричної установки.
2. Виміряти діаметри блоків і каната штангенциркулем.
3. Зібрати поліспаст заданої кратності.
4. Визначити вагу вантажів.

5. Увімкнути тензопідсилювач і після його прогріву упродовж 5-6 хв збалансувати міст за мікроамперметром тензопідсилювача.
6. Перевести перемикач тензопідсилювача у положення «датчик» і перевірити балансування мосту за лабораторним мікроамперметром.
7. Провести тарування датчика, для чого підвісити до тензометричної пластини 5 (рис. 3.5) послідовно вантажі, які збільшуються за вагою: $Q_1, Q_2, Q_3 \dots$, та записати відповідні покази мікроамперметра у табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Дані тарування тензометричного датчика

| | | | | |
|------------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| Вага тарувального вантажу, кН | Q_1 | Q_2 | Q_3 | Q_4 |
| Показники мікроамперметра, μA | I_1 | I_2 | I_3 | I_4 |

8. Побудувати тарувальний графік залежності $I_i = f(Q_i)$.
9. Навісити вантаж $Q_0 = P/m$, при якому траверса 3 (рис. 3.5) – нерухома. Потім додавати вантажі до значення, при якому вантаж P здійснить підйоми рух. Записати відповідні показання мікроамперметра у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Дані дослідів

| Номер повторного дослідів | Q_0 , кН | I , μA | ΔQ , кН | $Q' = (Q_0 + \Delta Q)$, кН | $\eta_i = \frac{Q_0}{Q'} = \frac{Q_0}{Q_0 + \Delta Q}$ |
|---------------------------|------------|---------------|-----------------|------------------------------|--|
| 1 | | | | | |
| 2 | | | | | |
| 3 | | | | | |

10. Порівняти експериментальне значення η_i з розрахунковим, яке знайдене за формулами. У разі розбіжності $(1 - \eta_i) > 0,2$ дослід слід повторити.

3.6. Зміст звіту

До звіту необхідно включити:

1. Стислий опис вивчених конструкцій поліспастів.
2. Розрахункові формули.
3. Опис експериментальної установки.
4. Тарувальний графік.
5. Експериментальне і розрахункове визначення ККД.
6. Порівняльну характеристику даних розрахунку та експерименту.
7. Висновки.
8. Перелік посилань.

Рекомендована література: [1–5].

Л а б о р а т о р н а р о б о т а 4

ВИЗНАЧЕННЯ СТУПЕНЯ АБРАЗИВНОГО ЗНОСУ КАНАТІВ

4.1. Мета роботи

Визначити ступінь абразивного зносу канатів теоретично і безпосередньо за вимірними параметрами з допомогою номограм.

4.2. Загальні вказівки до роботи

Поряд з міцністю найважливішою перевагою сталевих канатів є надійність, безпека роботи.

Наразі у правилах, які регламентують умови безпеки вантажопідйомних кранів, з'явився новий критерій: канат підлягає заміні за відсутності обривів дротів, якщо зовнішні дроти мають абразивний знос.

Гранично допустимий знос становить 40 % від початкового діаметра дроту.

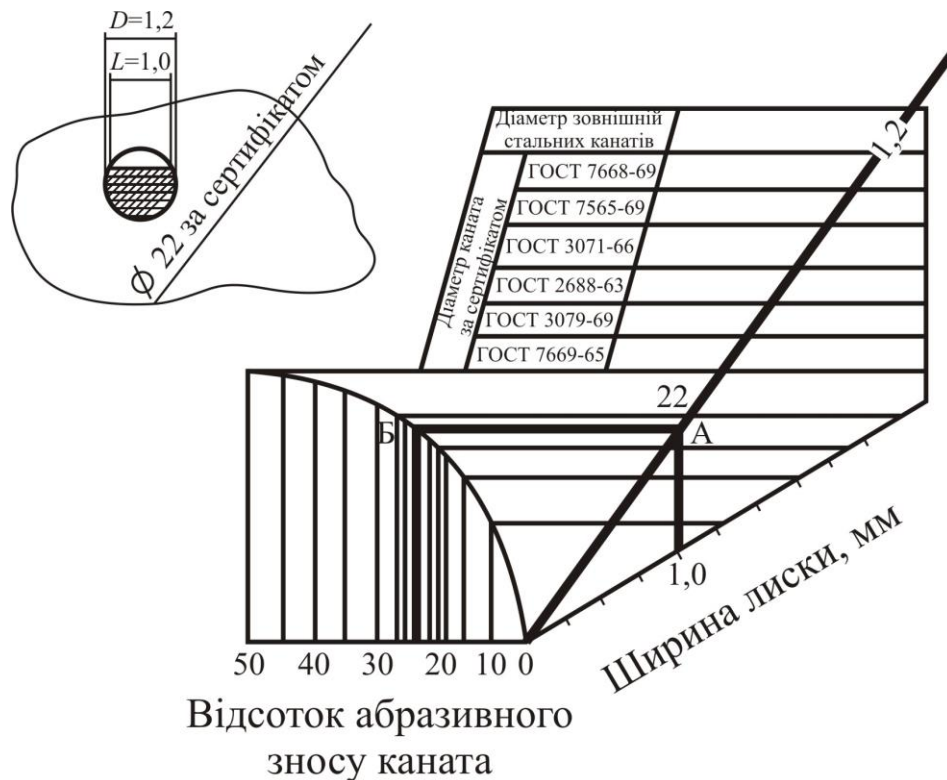
Численні мікросліпи канатів, які зняті при різних ступенях зносу, показали, що знос відбувається за сегментом.

Ступінь зносу каната Δ %, %, обчислюють за формулою

$$\Delta\% = \frac{1 - \sqrt{1 - \frac{L^2}{D^2}}}{2} \cdot 100\%, \quad (4.1)$$

де L – ширина майданчика зносу (ширина лиски); D – діаметр зовнішнього дроту каната.

Для зручності роботи побудовані номограми, які дозволяють безпосередньо за вимірними параметрами визначати ступінь зносу (рис. 4.1).



Канат $\varnothing 22$ мм за ГОСТ 7668-69,
заміряна ширина лиски - 1 мм.

За номограмою: абразивний знос $\Delta\% \approx 23\%$

За формулою: $\Delta\% = \frac{1 - \sqrt{1 - 1^2 / 22^2}}{2} \cdot 100\% = 22,5\%$

Рисунок 4.1 – Приклад визначення ступеня абразивного зносу, %

4.3. Опис номограми для визначення ступеня абразивного зносу кранових канатів

Номограма складається з таблиці, на якій зазначено ГОСТ каната, діаметр каната за сертифікатом, діаметр зовнішнього дроту каната.

На похилій лінії, яка виходить з точки – основи кривої - і за допомогою якої визначається ступінь зносу каната, нанесена ширина можливих лисок на канаті від 0,7 до 3,5 мм.

Принцип визначення зносу за номограмою полягає в тому, що спочатку знаходять точку перетину похилої лінії, яка відповідає ширині лиски, а потім з цієї точки проводять горизонтальну лінію до перетину з кривою. Координата точки перетину (абсциса) і визначає ступінь абразивного зносу каната, %.

На рис. 4.1 наведено приклад визначення ступеня абразивного зносу каната, %, за допомогою номограми.

4.4. Лабораторне устаткування

1. Канати.
2. Мікроскоп типу МПБ-2.
3. Штангенциркуль.
4. Лінійки.
5. ГОСТи сталевих канатів.
6. Плакат з номограмою.

4.5. Порядок виконання роботи

1. За сертифікатом встановити ГОСТ і діаметр досліджуваного каната.
2. Виміряти діаметр D зовнішнього дроту каната.
3. Виміряти ширину лиски L на дроті каната вимірювальним мікроскопом МПБ-2 (рис. 4.2).

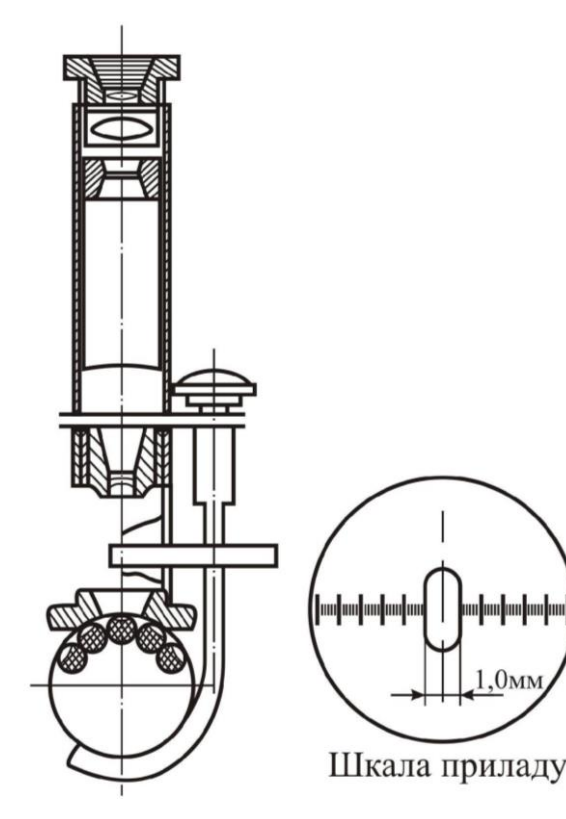


Рисунок 4.2 – Схема мікроскопа типу МПБ-2

4. Обчислити ступінь абразивного зносу за формулою (4.1).
5. Визначити ступінь абразивного зносу каната за номограмою, для чого знайти похилу лінію, яка відповідає ГОСТу і діаметру каната. Якщо на номограмі потрібний ГОСТ або діаметр не зазначено, то похилу лінію знаходять за діаметром зовнішнього дроту каната, який визначають вимірюванням.

За виміряною шириною лиски встановлюють точку перетину (точка А на рис. 4.1) вертикальної лінії (яка відповідає ширині лиски) з похилою лінією, яка відповідає ГОСТу і діаметру каната.

По горизонталі, яка проходить через точку А, знаходять точку Б на кривій. Координата точки Б і визначає ступінь абразивного зносу каната, %.

6. Обчислити абсолютну похибку між значеннями ступеня абразивності зносу каната, знайденими за формулою і за номограмою:

$$\varepsilon = \Delta\%_{\text{дід}} - \Delta\%_{\text{ііі}} .$$

4.6. Зміст звіту

Звіт повинен містити:

1. Технічні дані досліджуваного каната (тип, конструкція, ГОСТ, характер звивки, призначення каната).
2. Ступінь абразивності зносу, обчислений за формулою (4.1).
3. Ступінь абразивного зносу, визначений за номограмою.
4. Значення абсолютної похибки між двома значеннями ступеня абразивного зносу каната – підрахованим за формулою і знайденим за номограмою.
5. Висновок про ступінь зносу каната і про можливість його подальшої експлуатації.

Рекомендована література: [1–5].

Л а б о р а т о р н а р о б о т а 5

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНОГО ДОМКРАТА

5.1. Мета роботи

Ознайомитися з будовою і принципом дії гідравлічного домкрата; визначити вантажопідйомність домкрата, швидкість і час піднімання вантажу; експериментально перевірити значення коефіцієнта корисної дії домкрата.

5.2. Опис гідравлічного домкрата типу ДГ-1 (рис. 5.1)

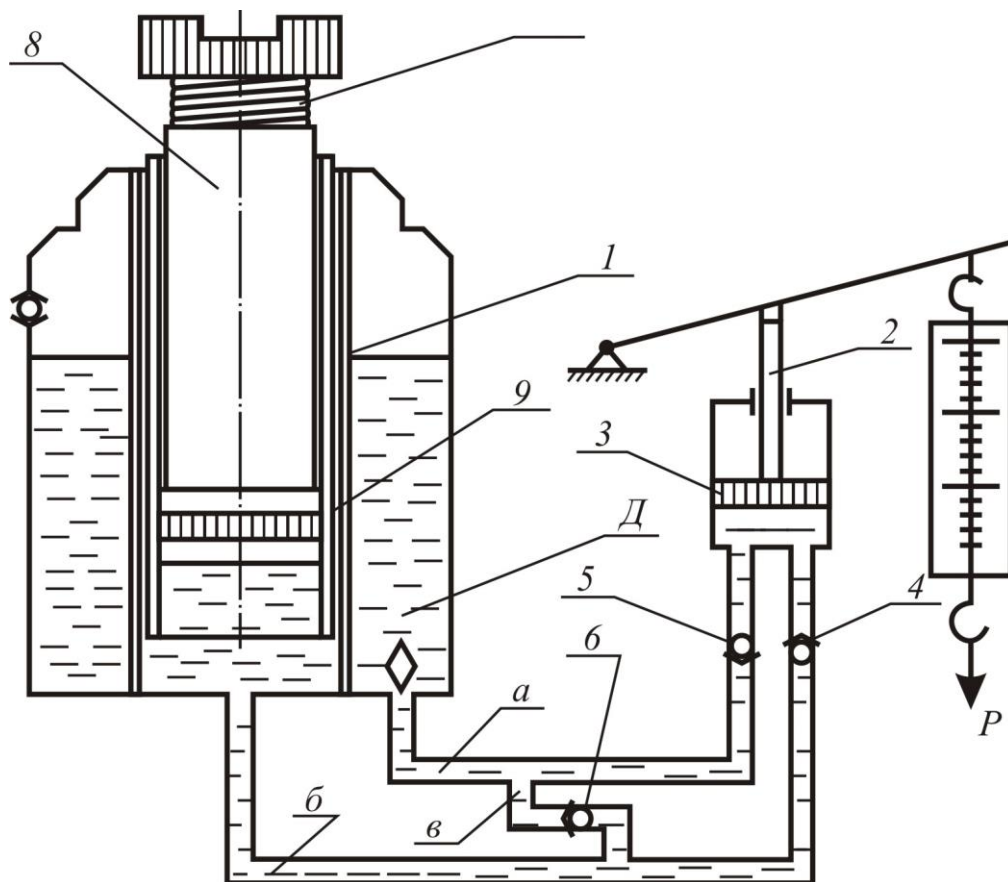


Рисунок 5.1 – Схема гідравлічного домкрата:

1 – робочий циліндр; 2 – плунжер; 3 – поршень; 4, 5 – клапани;
6 – запірний гвинт; 7 – гвинт вантажний; 8, 9 – робочі штоки;
а, б, в – канали; Д – резервуар

Гідравлічні домкрати застосовують при монтажі важкого обладнання. Вантажопідйомність їх досягає 200 т і вище.

Домкрат гідравлічного типу ДГ-1 призначений для піднімання легкових автомобілів під час ремонту та технічного огляду в гаражах і в дорожніх умовах, його вантажопідйомність становить 15 кН (1,5 т · с).

Принцип дії гідравлічного домкрата ДГ-1 з ручним приводом полягає в такому: при русі плунжера вгору робоча рідина з резервуара Д по каналу а і через усмоктувальний клапан 5 потрапляє до порожнини ходу поршня. При русі плунжера вниз клапан 5 закривається, і робоча рідина через клапан 4 по каналу б подається до порожнини робочого циліндра 1.

Опускання здійснюється плавним відкручуванням запорного гвинта б, при цьому робоча рідина з порожнини робочого циліндра 1 каналами б, в, а подається у резервуар Д.

5.3. Обладнання та інструменти

Гідравлічний домкрат типу ДГ-1, штангенциркуль, динамометр, лінійка, вантажі.

5.4. Порядок виконання роботи

1. Виконати такі заміри: D – діаметр поршня; d – діаметр плунжера; S – хід плунжера.

2. Прийняти зусилля у кінці рукоятки $P = 150$ Н, визначити вантажопідйомність домкрата за формулою

$$Q = \frac{P \cdot D^2 \cdot \eta}{d^2},$$

де $\eta = 0,8$ – ККД механізму; D – діаметр поршня; d – діаметр плунжера.

3. Приймавши число подвійних хитань рукоятки насоса $n = 25$ хв, знайти час підйому вантажу на робочу відстань поршня. Спочатку обчислимо швидкість підйому вантажу:

$$v = S \cdot n \frac{d^2 \cdot k}{D^2},$$

де k – коефіцієнт, який ураховує витік мастила (приймаємо рівним 0,9); S – хід плунжера.

Тоді час підйому

$$t = \frac{H}{v},$$

де H – робоча довжина плунжера.

4. Провести експериментальну перевірку ККД домкрата:

$$\eta = \frac{Q \cdot H}{(P_1 + P_2) h_{\text{оде}} \cdot n},$$

де P_1 – зусилля при переміщенні рукоятки вниз; P_2 – зусилля при переміщенні рукоятки вгору; $h_{\text{оде}}$ – хід рукоятки; n – число подвійних хитань; H – висота підйому (робоча довжина поршня).

5. Порівняти теоретичне й експериментальне значення коефіцієнта корисної дії та обчислити відносну похибку за формулою

$$\varepsilon = \frac{\eta_{\text{теор}} - \eta_{\text{експ}}}{\eta_{\text{теор}}} \cdot 100 \, \%.$$

5.5. Зміст звіту

До звіту потрібно включити:

1. Розрахунки величин Q , v , t .
2. Значення ККД домкрата, знайдене експериментальним шляхом.
3. Розрахунок відносної похибки.
4. Отримані дані занести до таблиці за зразком табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Дані досліду

| Q | v | t | $\eta_{\text{теор}}$ | $\eta_{\text{експ}}$ | ε |
|-----|-----|-----|----------------------|----------------------|---------------|
| | | | | | |

Рекомендована література: [1–5].

Л а б о р а т о р н а р о б о т а 6

КОНСТРУКЦІЯ І РЕГУЛЮВАННЯ ДВОКОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ ШТОВХАЧЕМ

6.1. Мета роботи

Ознайомитися з конструкцією, принципом роботи, недоліками гальма; вивчити правила його регулювання; набути практичні навички з регулювання гальма.

6.2. Загальні вказівки до роботи

6.2.1. Конструкція гальма. На рис. 6.1 зображена схема двоколодкового гальма з електрогідравлічним штовхачем конструкції типу ТТ (ТКГ, ТКТГ). Механічна частина двоколодкових гальм практично не відрізняється від механічної частини гальм типу ТКТ з електромагнітом. Винятком гальмів з електрогідравлічним штовхачем є вертикальне розташування замикаючої пружини і застосування електрогідравлічного розгальмівного пристрою (штовхача) замість електромагнітного.

На рис. 6.2 наведено схему найбільш досконалого електрогідравлічного одноштокового штовхача, який складається з корпусу 1; електродвигуна 2, який розташований у нижній частині корпусу; відцентрового насоса 3, встановленого на валу двигуна; поршня 4. Корпус штовхача заповнений робочою рідиною (мастилом АМГ-10, трансформаторним або іншим) [1].

6.2.2. Робота гальма. Замикання гальма типу ТТ з електрогідравлічним штовхачем відбувається під дією замикаючої пружини 14, розмикання – за допомогою електрогідравлічного штовхача 17 (див. рис. 6.1). При подачі електричного струму до електродвигуна 1 штовхача (див. рис. 6.2) колесо відцентрового насоса 3 приводиться в обертальний рух, створюючи надлишковий тиск мастила під поршнем 4, завдяки чому останній рухається вгору, пересуваючи важіль 12 теж угору та стискаючи робочу пружину 14 гальма (див. рис. 6.1). При цьому вертикальний важіль 7 пересувається вліво на довжину робочого зазору Δ . Регулювання часу піднімання й опускання поршня штовхача здійснюється гвинтами 5 і 6. Ці гвинти пересувають втулку 7 так, що при цьому змінюється переріз отворів для витікання робочої рідини (див. рис. 6.2).

- невисока швидкодія.

Докладніше ці недоліки описані у спеціальній літературі, яку потрібно використовувати при підготовці до лабораторних робіт [3, с.216–237; 4, с. 112–119; 5, с. 116–125].

6.3. Лабораторне устаткування

1. Двоколодкове гальмо з електрогідравлічним штовхачем типу ТТ або ТКГ з важелем та мірним вантажем.
2. Установка гальмівного диска.
3. Вимірювальні пристрої: лінійка, штангенциркуль, набір щупів, індикаторні пристрої для вимірювання биття гальмівного диска.
4. Гайкові ключі для регулювання гальма.
5. Металеві пластинки для регулювання положення гальма.
6. Ворсина з металевою сіткою.
7. Електричне обладнання для включення двигуна електрогідравлічного штовхача у мережу електричного струму.
8. Плакати, які пояснюють конструкцію гальма.

6.4. Порядок виконання роботи

1. Вивчити конструкцію двоколодового гальма з електрогідравлічним штовхачем за літературними джерелами, плакатами, зразками.
2. Провести регулювання гальма.
3. Вивчити недоліки конструкції та роботи гальм за даними літературних джерел.
4. Підготувати технічний звіт.

6.5. Регулювання гальма

Операція перша: установка гальмівних колодок відповідно до розташування гальмівного шківа. Мета операції – забезпечити щільне прилягання колодок до гальмівного шківа по всьому периметру обхвату.

Спосіб вирішення: виявлена неточність розташування гальмівних колодок по периметру обхвату в площині гальмівного шківа усувається

тільки за допомогою пластиків під основою гальма. Допустимий зазор (рис. 6.3) між краєм обкладки та гальмівним шківом не повинен перевищувати 0,5 мм.

Операція друга: контроль розташування гальмівних колодок по ширині гальмівного диска. Мета операції – забезпечити щільне прилягання колодок до гальмівного диска по всій ширині.

Спосіб вирішення: виявлена неточність усувається шляхом деякого поперечного зсуву корпусу гальма. Допустимий зазор (рис. 6.4) становить не більше 0,5 мм на 100 мм ширини обкладки. Якщо описаним вище способом неможливо усунути помічений дефект, тоді необхідно виконати переклепування фрикційної обкладки, застосувавши компенсаційні обкладки.

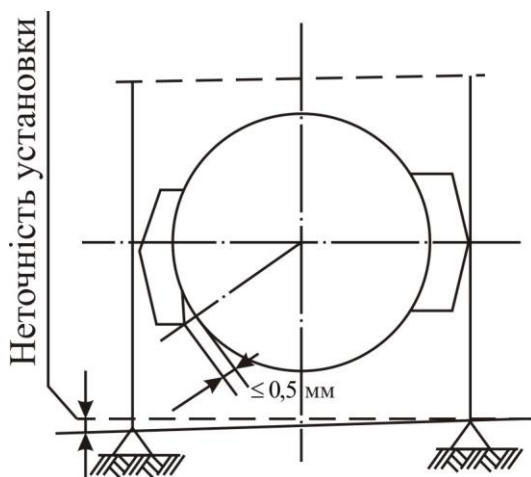


Рисунок 6.3 – Визначення зазору між краєм обкладки та гальмівним шківом

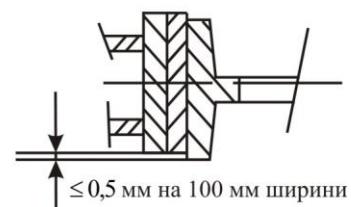


Рисунок 6.4 – Контроль розташування гальмівних колодок за шириною гальмівного диска

Операція третя: огляд та контрольна повірка зовнішньої поверхні гальмівного диска фрикційних обкладок, шарнірів. Мета операції – встановити ступінь зносу зовнішньої поверхні гальмівного диска фрикційних обкладок, значення максимального биття шківів (найбільшої різниці відстаней поверхні тертя від центра обертання), яке є наслідком нерівномірного зносу.

Спосіб вирішення: діаметр гальмівного диска, елементи шарнірів, товщину фрикційної обкладки вимірюють за допомогою штангенциркуля; биття визначають за допомогою індикатора і пристрою, схему якого подано на рис. 6.5.

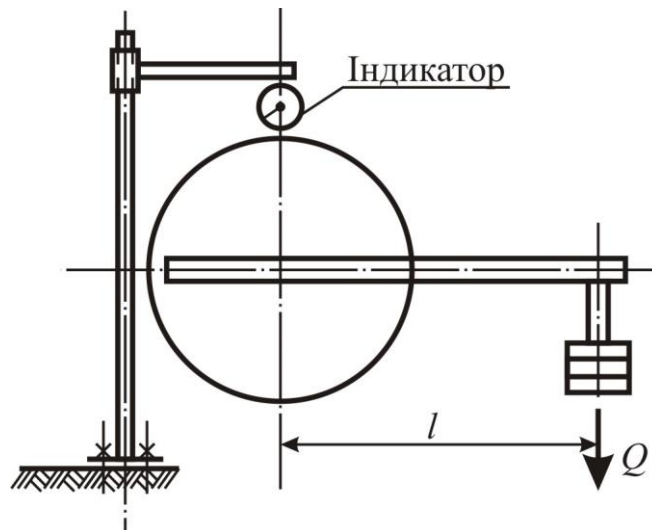


Рисунок 6.5 – Установка для заміру биття, визначення ступеня зносу гальмівного диска та перевірки правильності регулювання гальма на заданий гальмівний момент

Відповідно до норм допустимий знос гальмівних шківів діаметром 200, 300, 400 мм становить 6, 8, 9 мм відповідно [4, с. 114]. Максимальне биття шківів для гальма з короткоходовим електромагнітом не повинно перевищувати $0,001D$, де D – діаметр поверхні тертя. Гальмівну обкладку необхідно замінити, якщо у місці максимального зносу досягнуто такі розміри за товщиною: для неприклепаної обкладки – 2 мм; для приклепаної – $(g + 1)$ мм, де g – висота заклепки для кріплення прокладки.

Граничний знос окремих шарнірів дорівнює подвійній довжині максимального установочного зазору, передбаченого технічною документацією (посадкою $H11/h11$).

Операція четверта: контроль якості встановлення і монтажу елементів електрогідравлічного штовхача. Мета операції – перевірити правильність встановлення електрогідравлічного штовхача, наявність течії мастила крізь ущільнення.

Спосіб вирішення: у разі відхилення гідроштовхача від вертикальної осі більш ніж на 15° необхідно усунути останнє; у випадку витікання мастила крізь ущільнення клемових коробок та розніми між електродвигуном і корпусом гідроштовхача слід підтягнути затискні болти або замінити болти ущільнення з комплекту запасних частин. Течу крізь ущільнення штока в гідроштовхачах ТЕГ-16, ТЕГ-25, ТГ-50 усувають підтягуванням натискної втулки, а у гідроштовхачах ТГМ-50, ТГМ-80 таку течу можна усунути лише заміною цього ущільнення. Усунення течі мастила до завдань лабораторної роботи не входить.

Операція п'ята: контроль якості робочої рідини. Мета операції – перевірити відповідність мастила температурі робочого середовища і технічним вимогам при експлуатації в контакті з електроустаткуванням.

Пояснення: робоча рідина (мастило) повинна бути діелектриком, не руйнувати ізоляції обмотки, не містити механічних домішок (бруд, пісок, окалина, фарба, металева стружка та інші включення).

В обох випадках в обмотках двигуна упродовж 2–30 діб відбувається коротке замикання і вихід двигуна з ладу. До числа діелектриків відносять автол та інші мастила. В'язкість робочої рідини має залишатися по можливості стабільною при зміні її температури у межах від $+20$ до $+50\text{ }^\circ\text{C}$.

На сьогодні застосовують такі мастила: при температурі від $+50$ до $-10\text{ }^\circ\text{C}$ – трансформаторне мастило за ГОСТ 982-56 (для всіх гідроштовхачів); при температурі до $-20\text{ }^\circ\text{C}$ – мастило АМГ-10 за ГОСТ 6794-58; при температурі $-50\text{ }^\circ\text{C}$ – мастило ПГ-271 ВТУ НП №166-64, група 6-47 [6].

Спосіб вирішення: наявність забруднювальних домішок перевіряють під час заливання мастила крізь воронку з дрібної металевої сітки; марку мастила встановлюють за даними постачальників.

Операція шоста: контроль кількості робочої рідини. Мета операції – перевірити правильність заливання корпусу штовхача.

Пояснення: у разі недостатньої кількості робочої рідини під поршнем та іншими частинами штовхача утворюються повітряні бульбашки, які призводять до зменшення об'єму залитої рідини і напірного зусилля гідроштовхача. У результаті шток не піднімається або піднімається повільно.

Спосіб вирішення: залити гідроштовхач першою (довільною) порцією мастила; закрити заливальні пробки; відключити гідроштовхач від механізму; два-три рази ввімкнути електродвигун гідроштовхача; відкрити пробки, долити мастило.

Операція сьома: установка робочого ходу штока гідроштовхача і відхід гальмівних колодок. Мета операції – встановити нормальний робочий хід штока гідроштовхача і відхід гальмівних колодок.

Спосіб вирішення:

1) Визначення довжини розрахункового ходу та установочного зазору. Довжина сумарного (подвійного) установочного зазору між колодкою та гальмівним диском (див. рис. 6.1)

$$2\Delta = h_1 \frac{l_1}{l} \frac{l_2}{l_3}, \quad (6.1)$$

де $h_1 = h_{\phi\delta} / 2$ – половина максимально допустимого ходу штока штовхача.

Друга половина допустимого ходу штока штовхача враховує можливий знос фрикційних пар тертя, шарнірів, деформацію обкладок і важелів. Рекомендовані значення Δ подано у табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Значення радіального відходу гальмівних колодок

| | | | | | | | | |
|----------------------|-----|-----|-----|------|------|-----|-----|------|
| Діаметр диска, мм | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 |
| Відход Δ , мм | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,25 | 1,25 | 1,5 | 1,5 | 1,75 |

2) Регулювання робочого ходу штока гідроштовхача:

1. Встановлюють табличне (фактичне) значення робочого ходу штовхача $h_{\phi\delta}$.

2. Визначають розрахунковий хід штока штовхача h_T , використовуючи формулу (6.1).

3. Переконаються у тому, що $h_{\phi\delta} > h_T$.

4. При замкненому гальмі піднімають шток штовхача на висоту, приблизно рівну $h_{\phi\delta} / 2$. Піднімання потрібне для того, аби перевірити, що при зносі фрикційних обкладок гальма забезпечена можливість опускання штока штовхача у процесі замикання гальма пружиною. Для виконання

цієї операції, зсунувши гайку 9 (див. рис. 6.1) праворуч і притримуючи ключем тягу 10 за хвостовик, обертають гайку 8, пересуваючи тим самим елементи важільної системи гальма і шток штовхача на встановлену висоту. Насамкінець необхідно гайку 9 повернути у початкове положення, зафіксувавши важіль 7.

3) Регулювання рівномірного відходу колодок. Шток гідроштовхача піднімають у крайнє верхнє положення і за допомогою регулювального болта 4 (див. рис. 6.1) установлюють однакові зазори Δ між гальмівними колодками і шківом. Після закінчення операції болт 4 фіксують гайками 2, 3. Перевірку розмірів зазорів виконують за допомогою мірних щупів.

Уточнюють установку гальмівних колодок з допомогою стопорних гвинтів 5.

Операція восьма: регулювання пружини гальма на значення заданого гальмівного моменту.

Спосіб вирішення:

1) Визначення потрібної довжини пружини. Зусилля у замикаючій пружині

$$P = \frac{N \cdot \frac{l_1}{l} l_2 - G_{\phi \delta} l_{\phi \delta}}{l_3 \eta}, \quad (6.2)$$

де $G_{\phi \delta}$ – вага рухомих частин штовхача; $N = \frac{M_a}{\mu D}$ – сила притискання колодок до гальмівного шківа.

Необхідна осадка пружини у робочому стані

$$\Delta l = \frac{8PD_{\text{сер}}^3 \cdot n}{Gd^4}, \quad (6.3)$$

де $D_{\text{сер}}$ – середній діаметр витка пружини, см; $G = 75 \cdot 10^5$ – модуль пружності другого роду для сталі 65Г, Н/см²; n – число витків; d – діаметр пружини, см.

Тому розрахункова робоча довжина пружини

$$L = (L_{\text{поч}} - \Delta l), \quad (6.4)$$

де $L_{\text{поч}}$ – початкова довжина пружини у робочому стані.

2) Регулювання довжини пружини проводять за допомогою гайок 15, 16 (див. рис. 6.1).

Операція дев'ята: Перевірка правильності регулювання гальма на заданий гальмівний момент.

Спосіб вирішення:

Перевірку виконують із застосуванням важільно-вагового навантажувача (див. рис. 6.5). При цьому навантаження на важіль збільшують до проковзування гальмівного диска відносно колодок. Навантаження важеля до моменту проковзування здійснюють декілька разів, визначаючи середнє арифметичне (вірогідне) значення граничного моменту. У виробничих умовах перевірку гальм проводять відповідно до правил пристроїв та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів [5].

6.6. Зміст звіту

Звіт повинен містити такі складові:

1. Титульний лист.
2. Реферат.
3. Зміст.
4. Основна частина.
5. Список літератури.
6. Додатки.

До основної частини звіту потрібно включити розділи:

1. Огляд конструкції, опис роботи двоколодкових гальм.
2. Аналіз недоліків.
3. Мета лабораторної роботи.
4. Порядок регулювання досліджуваного гальма.
5. Порядок перевірки гальма в умовах експлуатації.
6. Отримані результати (їх слід подати у формі таблиці, наведеної у додатку 1).
7. Аналіз результатів роботи.

Рекомендована література: [4, 5, 6–10].

Лабораторна робота 7

КОНСТРУКЦІЯ ТА РЕГУЛЮВАННЯ ДВОКОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З КОРОТКОХОДОВИМ ЕЛЕКТРОМАГНІТОМ

7.1. Мета роботи

Ознайомитися з конструкцією, принципом роботи, недоліками гальма; вивчити правила його регулювання; набути практичні навички з регулювання даного гальма.

7.2. Загальні вказівки до роботи

7.2.1. Конструкція гальма. На рис. 7.1 подано схему двоколодкового електромагнітного гальма з пружинним замиканням типу ТКТ. Гальмо складається з таких елементів: гальмівного диска *1*, усталовленого на валу привода (зазвичай на валу двигуна); двох гальмівних колодок *2* і *17*, прикріплених шарнірно до вертикальних важелів *3* і *5*; горизонтальної тяги *4*, яка з'єднує важелі *3* та *5* і зафіксована гайками *6* і *7*; замикаючої пружини *9*, усталовленої на тязі *4* і зафіксованої гайками *10* і *11* та відтисною гайкою *16*, що регулює натяг пружини *9*; допоміжної пружини *12*, яка розташована між важелем *3* і сергою *8*; регулювального болта *13*, зафіксованого гайками *17* і *18*; електромагніта, який складається з котушки *14* і якоря *15*.

7.2.2. Робота гальма. При подачі струму до котушки *14* електромагніта гальма ТКТ якор *15* притягується до сердечника котушки, пересуваючи тягу *4* ліворуч і стискаючи робочу пружину *9* (див. рис. 7.1). При цьому між гайками *6* і *7* та важелем *3* утворюється зазор, завдяки якому вертикальний важіль *3* під дією допоміжної пружини *12* відходить уліво і звільняє гальмівний диск, після чого відходить правий важіль *5* на довжину зазору Δ , всталовленого регулювальним гвинтом *13*. У разі припинення подачі струму під дією робочої пружини гальмо замикається.

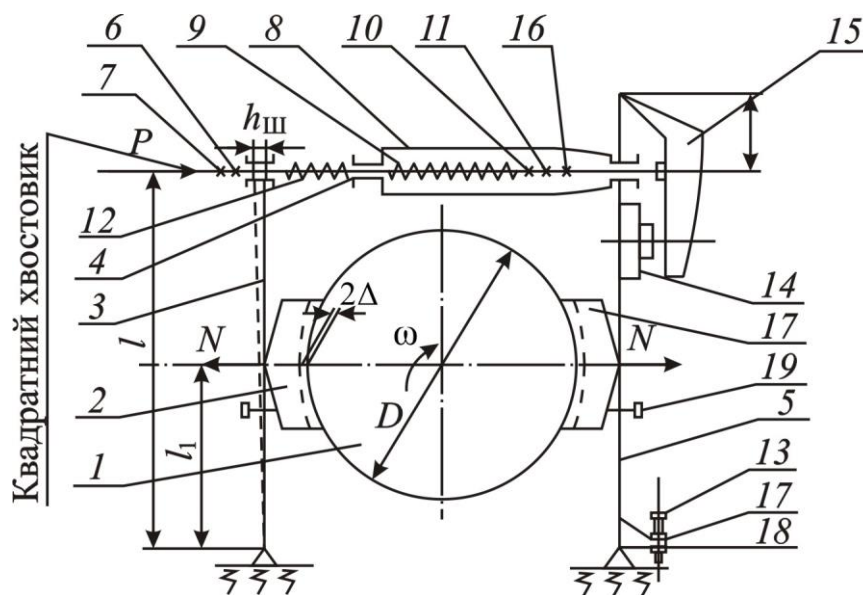


Рисунок 7.1 – Схема двоколодкового електромагнітного гальма з пружинним замиканням

7.2.3. Недоліки гальма. До недоліків двоколодкового електромагнітного гальма з пружинним замиканням відносять:

- непостійність коефіцієнта тертя;
- роботу з ударами;
- незалежність процесу гальмування від значення зовнішнього опору;
- труднощі правильного встановлення і регулювання.

Докладніше ці недоліки описані у спеціальній літературі, яку студентам варто використовувати при підготовці до лабораторної роботи [1, 2, 3].

7.3. Лабораторне обладнання

1. Двоколодке електромагнітне гальмо типу ТКТ.
2. Установка гальмівного диска з важелем і мірним вантажем.
3. Вимірювальні інструменти: лінійка, штангенциркуль, набір щупів, індикаторні пристрої для вимірювання биття гальмівного диска.
4. Гайкові ключі.
5. Металеві пластинки для регулювання положення гальма.
6. Плакати, які пояснюють конструкцію гальма.

7.4. Порядок виконання роботи

1. Вивчити конструкцію двоколодкових фрикційних гальм за літературними джерелами, плакатами, зразками.
2. Провести операції регулювання.
3. Вивчити недоліки конструкції і роботи двоколодкових фрикційних гальм за даними літературних джерел.
4. Підготувати технічний звіт.

7.5. Регулювання гальма

Операція перша: установка гальмівних колодок відповідно до положення гальмівного шківа. Мета операції – забезпечити щільне прилягання колодок до гальмівного шківа по всьому периметру обхвату.

Спосіб вирішення: виявлена неточність розташування гальмівних колодок по периметру обхвату у площині гальмівного шківа усувається тільки за допомогою платиків під основою гальма. Допустимий зазор (рис. 7.2) між краєм обкладки та гальмівним шківом не повинен перевищувати 0,5 мм.

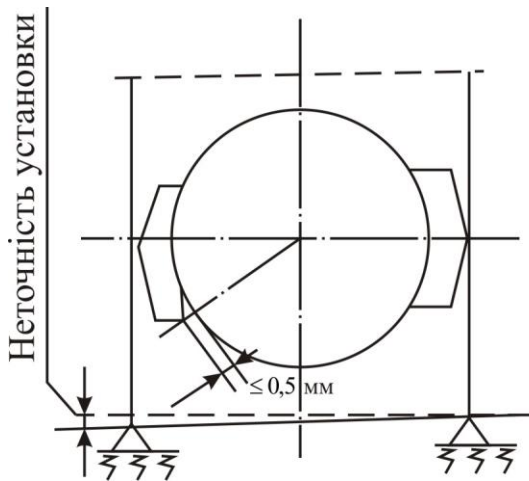


Рисунок 7.2 – Допустимий зазор між краєм обкладки та гальмівним шківом

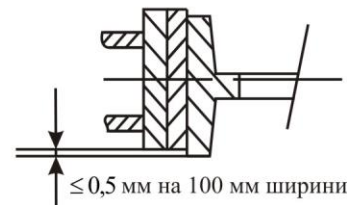


Рисунок 7.3 – Допустимий зазор установки гальмівної колодки по ширині гальмівного шківа

Операція друга: контроль розташування гальмівних колодок по ширині гальмівного диска. Мета операції – забезпечити щільне прилягання колодок до гальмівного диска по всій ширині.

Спосіб вирішення: виявлена неточність усувається шляхом деякого поперечного зсуву корпусу гальма. Допустимий зазор (рис. 7.3) становить не більше 0,5 мм на 100 мм ширини обкладки. Якщо помічений дефект неможливо усунути описаним вище способом, то необхідно виконати переклепування фрикційної обкладки, застосувавши компенсаційні обкладки. Останнє лабораторною роботою не передбачено.

Операція третя: огляд та контрольна повірка зовнішньої поверхні гальмівного диска фрикційних обкладок, шарнірів. Мета операції – встановити ступінь зносу зовнішньої поверхні гальмівного диска фрикційних обкладок, значення максимального биття шківів (найбільшої різниці відстаней поверхні тертя від центра обертання), яке є наслідком нерівномірного зносу.

Спосіб вирішення: діаметр гальмівного диска, елементів шарнірів, товщину фрикційної обкладки вимірюють штангенциркулем; биття вимірюють з допомогою індикатора і пристрою за схемою рис. 7.4.

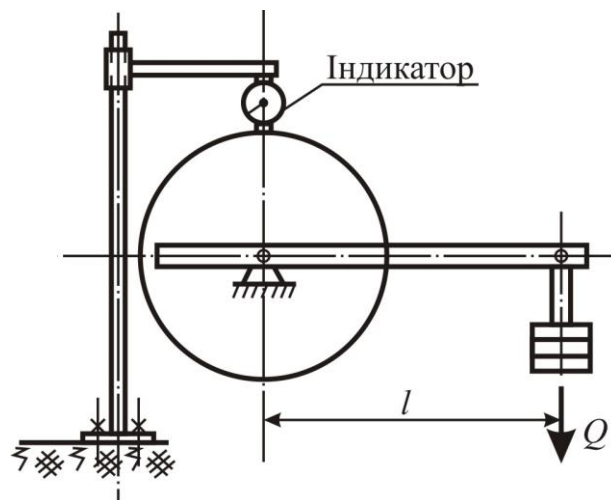


Рисунок 7.4 – Установка для вимірювання биття, ступеня зносу гальмівного диска і перевірки правильності регулювання гальма на заданий гальмівний момент

Відповідно до норм допустимий знос гальмівних шківів діаметром 200, 300, 400 мм становить 6, 8, 9 мм відповідно [1]. Максимальне биття шківів для гальма з короткоходовим електромагнітом не повинно перевищувати $0,001D$, де D – діаметр поверхні тертя. Гальмівну обкладку необхідно замінити, якщо у місці максимального зносу досягнуто таких розмірів за товщиною: для неприклепаної обкладки – 2 мм; для приклепаної – $(g + 1)$ мм, де g – висота заклепки для кріплення прокладки.

Граничний знос окремих шарнірів дорівнює подвійній довжині максимального установочного зазору, передбаченого технічною документацією (посадкою $H11/h11$).

Операція четверта: установка робочого ходу штока гальма і відходу гальмівних колодок. Мета операції – встановити значення робочого ходу штока і відходу гальмівних колодок від гальмівного диска.

Максимальний хід штока l_2 гальма (див. рис. 7.1) з урахуванням зносу пар тертя, шарнірів та інших деталей визначається за формулою

$$h_{\phi \delta} = 4\Delta \frac{l}{l_1}. \quad (7.1)$$

Для гальм типу ТК рекомендуються значення радіального відходу колодок Δ , зазначені у табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Значення радіального відходу гальмівних колодок

| Діаметр диска, мм | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 |
|----------------------|-----|-----|-----|------|------|-----|-----|------|
| Відхід Δ , мм | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,25 | 1,25 | 1,5 | 1,5 | 1,75 |

Установочний зазор буде забезпечений за умови, якщо

$$h_{1 \dots \hat{\alpha}} \geq h_{\phi \delta},$$

де $h_{1 \dots \hat{\alpha}}$ – табличне значення ходу якоря магніту. Якщо відоме табличне значення кута повороту якоря $\alpha_{1 \dots \hat{\alpha}}^{\hat{\alpha}}$, град., електромагніта (наприклад, для магнітів типу МО-Б), то

$$h_{1 \dots \hat{\alpha}} = c\alpha_{1 \dots \hat{\alpha}}^{\hat{\alpha}} \frac{\pi}{180} \geq h_{\phi \delta}, \quad (7.2)$$

де c – відстань від осі штока до осі обертання якоря електромагніта (див. рис. 7.1).

Спосіб вирішення:

1) Регулювання робочого ходу штока гальма. Практичне регулювання робочого ходу електромагніта проводять у такий спосіб:

1. Установлюють табличне значення робочого ходу.

2. Визначають необхідний максимальний розрахунковий хід $h_{\phi \delta}$, який урахує можливість експлуатаційного зносу обкладок, шарнірів, деформацію елементів гальма.

3. Переконаються у тому, що $h_{1. \delta \delta \delta \delta} \geq h_{\phi \delta}$.

4. Пересувають шток 4 гальма у бік якоря електромагніта на відстань $h_{\phi \delta} / 2$. З цією метою, ключем утримуючи роз'єднаними гайки 6 і 7, обертають шток гальма другим ключем, установленим на квадратному хвостовику останнього. Установивши шток, гайки 6 і 7 затягують.

2) Регулювання рівномірного відходу колодок. Відтискну гайку 16 слід перевести до упору у важіль 5. Далі, утримуючи її ключем, обертають шток таким чином, щоб якір прийшов у дотик з сердечником електромагніта. При цьому гальма відходять від гальмівного диска на відстань установленого ходу якоря електромагніта. Після цього регулювальним болтом 13 установлюють однакові зазори між гальмівними колодками і диском. Після закінчення регулювання болт 13 фіксують гайками 17 і 18; гайку 16 і шток 4 переводять у початкове положення. Перевірку розмірів зазорів виконують за допомогою мірних щупів.

Насамкінець регулюють положення колодок 2 за допомогою фрикційних гвинтів 19 так, щоб обкладка гальмівних колодок не торкалася до гальмівного диска при розкритому гальмі.

Якщо, незважаючи на регулювання гальма, мінімальна відстань між обкладкою колодок і гальмівним диском буде меншою за $0,001D$ (D – діаметр гальмівного диска), то таке гальмо необхідно замінити [1].

Операція п'ята: регулювання пружини на значення заданого гальмівного моменту.

Спосіб вирішення:

1) Визначення потрібної довжини пружини. Зусилля у замикаючій пружині

$$P = P_1 + P_2, \quad (7.3)$$

де $P_2 = 20 \div 60$ Н – зусилля допоміжної пружини; P_1 – зусилля стискання пружини від заданого гальмівного моменту:

$$P_1 = \frac{M_{\text{г}}}{\mu D \eta} \cdot \frac{l_1}{l_2}, \quad (7.4)$$

де $M_{\text{г}}$ – розрахункове значення гальмівного моменту; μ – розрахункове значення коефіцієнта тертя між фрикційними обкладками; $\eta = 0,9 \div 0,95$ – ККД важільної системи гальма; D – діаметр гальмівного диска.

Необхідне стиснення (осадка) пружини у робочому стані

$$\Delta l = \frac{8PD_{\text{сер}}^3 \cdot n}{Gd^4}, \quad (7.5)$$

де $D_{\text{сер}}$ – середній діаметр витка пружини, см; $G = 75 \cdot 10^5$ – модуль пружності другого роду для сталі 65Г, Н/см²; n – число витків; d – діаметр дроту пружини, см.

Тому розрахункова робоча довжина пружини

$$L = (L_{\text{поч}} - \Delta l), \quad (7.6)$$

де $L_{\text{поч}}$ – початкова довжина пружини у робочому стані.

2) Регулювання потрібної довжини пружини. Необхідне стиснення пружини виконують за допомогою гайок 10, 11 при затягнутих гайках 6 і 7.

Операція шоста: перевірка правильності регулювання гальма на заданий гальмівний момент.

Спосіб вирішення: приблизну перевірку проводять за допомогою важільно-вагового навантажувача (див. рис. 7.4). При цьому збільшення навантаження на важіль призводить до проковзування гальмівного диска відносно колодок. Навантаження важеля до моменту проковзування виконують декілька разів, визначаючи середнє арифметичне (вірогідне) значення граничного моменту.

У виробничих умовах перевірку гальм проводять відповідно до правил будови та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів [5].

7.6. Зміст звіту

Звіт повинен містити:

1. Титульний лист.
2. Реферат.
3. Зміст.

4. Основну частину.
5. Список літератури.
6. Додатки.

До основної частини звіту слід включити розділи:

1. Огляд конструкції, опис роботи двоколових гальм.
2. Аналіз недоліків.
3. Мета лабораторної роботи.
4. Порядок регулювання досліджуваного гальма.
5. Порядок перевірки гальма в умовах експлуатації.
6. Отримані результати (подати у формі таблиці, яка наведена у додатку 2).
7. Аналіз результатів роботи.

Рекомендована література: [4, 5, 6–10].

Л а б о р а т о р н а р о б о т а 8

ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ НА ЕОМ «ДИНАМІКА КРАНОВОЇ ТРИМАСОВОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА»

8.1. Загальна постановка задачі

Дана програма призначена для студентів спеціальності «Підйомно-транспортні машини та обладнання». Мета програми – вивчення динаміки пуско-гальмівних режимів механізму пересування мостового крана. Кожному студенту видається індивідуальне завдання, роздруковки, і він будує відповідні графіки перехідних процесів. Програма складена таким чином, що її можна легко перенастроїти для мостового крана будь-яких вантажо-підйомності, власної ваги крана, довжини підвісу, жорсткості валопроводів, характеру зміни керівного впливу.

Упродовж багатьох десятиріч для кранових механізмів пересування застосовують електромеханічні приводи від електродвигунів з фазним або короткозамкненим ротором.

У працях вітчизняних та закордонних учених: Н. С. Гаминіна, Дорна, Мак-Кранена, С. А. Козака, Б. С. Ковальського, М. С. Комарова – міститься детальний аналіз динамічних явищ, які виникають у механізмах пересування мостових кранів з електромеханічним приводом.

Динамічні явища, які мають місце у механізмах пересування мостових кранів з новими перспективними типами приводів, вивчено недостатньо.

До уваги студентів пропонується програма розрахунку на ЕОМ механізму пересування з регульованим гідростатичним приводом мостового крана вантажопідйомністю 30/5 т, який випускається Харківським заводом підйомно-транспортного обладнання. Провівши дослідження на ЕОМ, студент може порівняти отримані результати з дослідженнями електромеханічного привода для того ж крана і зробити висновок про переваги керованого гідростатичного привода з точки зору динаміки. На рис. 8.1 наведене креслення механізму пересування досліджуваного мостового крана, на рис. 8.2 – його гідравлічна схема, на рис. 8.3 – установка гідростатичного привода на крані, на рис. 8.4 – стенд для дослідження гідростатичного привода, який встановлено у лабораторії кафедри ПТМ і О.

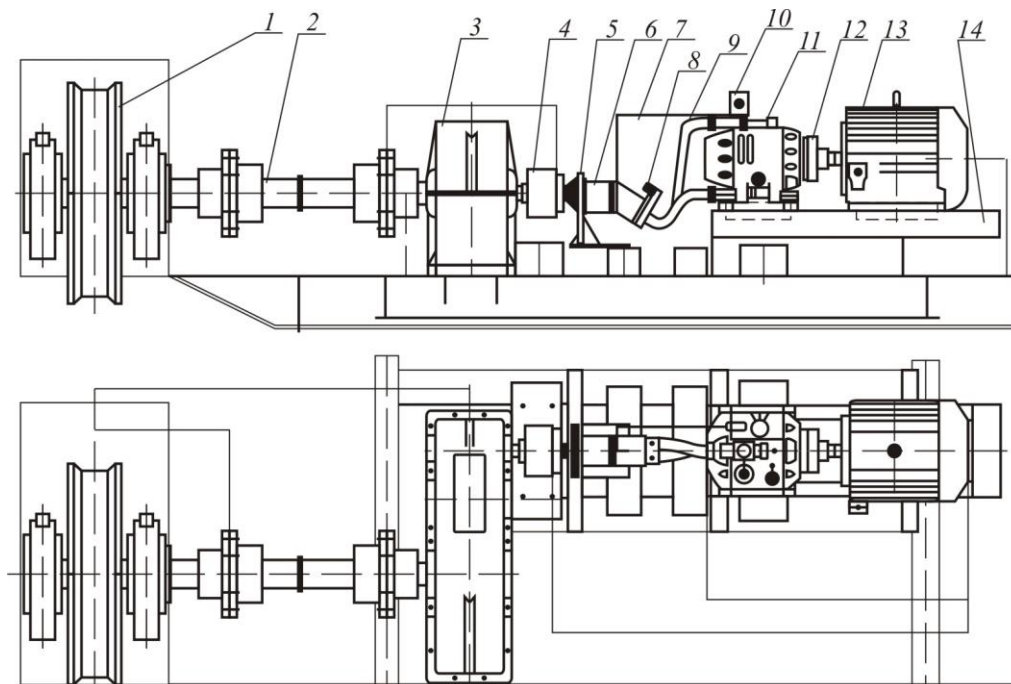


Рисунок 8.1 – Механізм пересування мостового крана вантажопідйомністю 30/5 т з керованим гідростатичним приводом:

- 1 – ходове колесо; 2 – трансмісійний вал; 3 – редуктор;
- 4 – гальмівний шків; 5 – кронштейн; 6 – гідромотор 11МКГ5;
- 7 – трубопровід; 8 – коробка запобіжних клапанів;
- 9 – магістральний трубопровід; 10 – наповнювальний бачок;
- 11 – насос 11Д №5; 12 – муфта; 13 – електродвигун АО-62-4;
- 14 – рама

8.2. Математична постановка задачі

Ставиться завдання: визначити динамічні навантаження, які виникають у трансмісійному валу механізму пересування мостового крана; динаміку зміни швидкості крана; відхилення вантажу від вертикалі при різних законах керування гідростатичним приводом, різних параметрах вантажу, довжині підвісу вантажу, жорсткості трансмісійного вала, інтенсивності розгону при гальмуванні.

Для вивчення характеру зміни названих параметрів складена розрахункова динамічна схема механізму пересування крана.

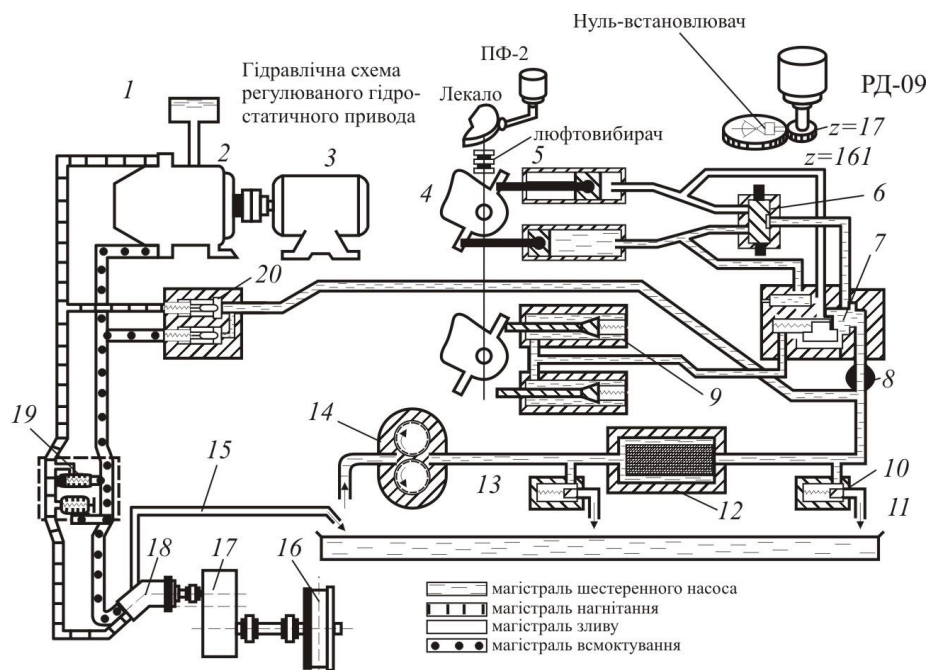


Рисунок 8.2 – Гідравлічна схема крана:

- 1 – поповнювальний бачок; 2 – керований насос;
- 3 – приводний електродвигун; 4 – люлька насоса;
- 5 – силові гідроциліндри; 6 – золотник керування насоса;
- 7 – золотникова коробка гідропідсилювача;
- 8 – кран перемикавання режимів роботи «автомат-напівавтомат»;
- 9 – нуль-встановлювач; 10 – запобіжні клапани;
- 11 – картер насоса;
- 12 – фільтр; 13 – шестеренний насос;
- 15 – трубопровід витоків;
- 16 – ходове колесо крана; 17 – редуктор;
- 18 – низькотемпературний гідродвигун;
- 19 – коробка запобіжних клапанів; 20 – підплиточні клапани

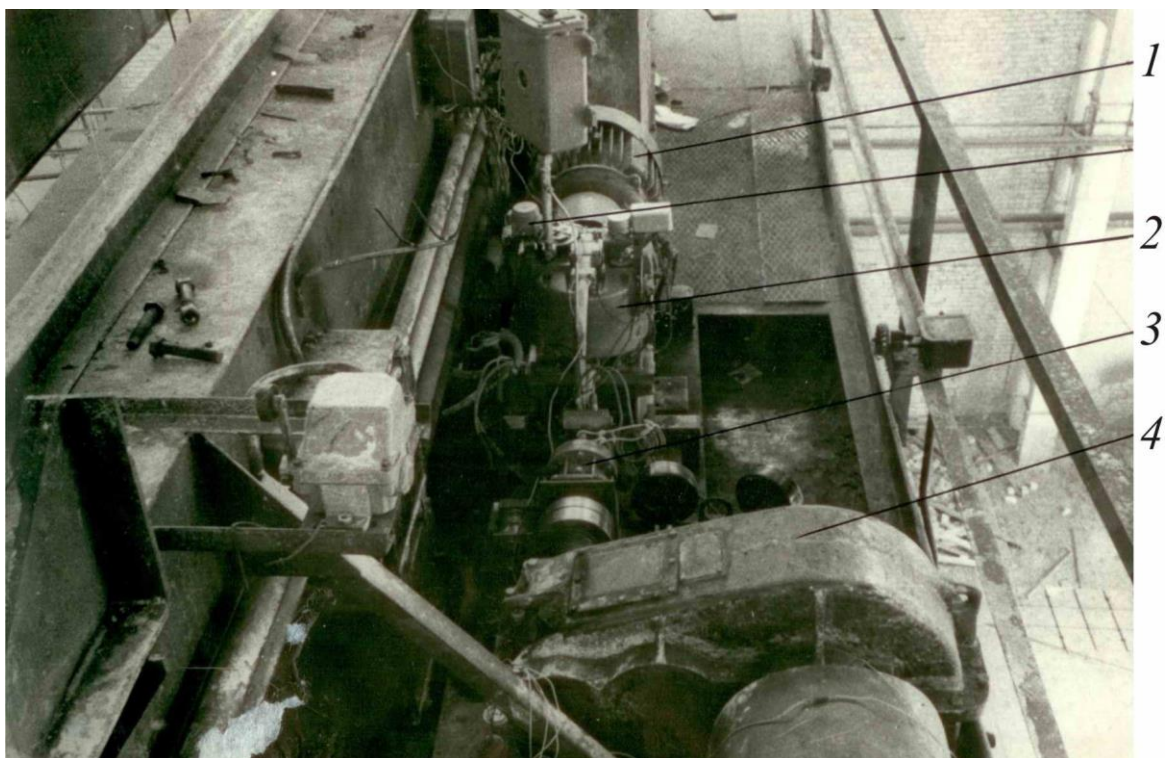


Рисунок 8.3 – Гідропривод лівої кінцевої балки мостового крана вантажо-
підйомністю 30/5 т: 1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – гідромотор;
4 – редуктор

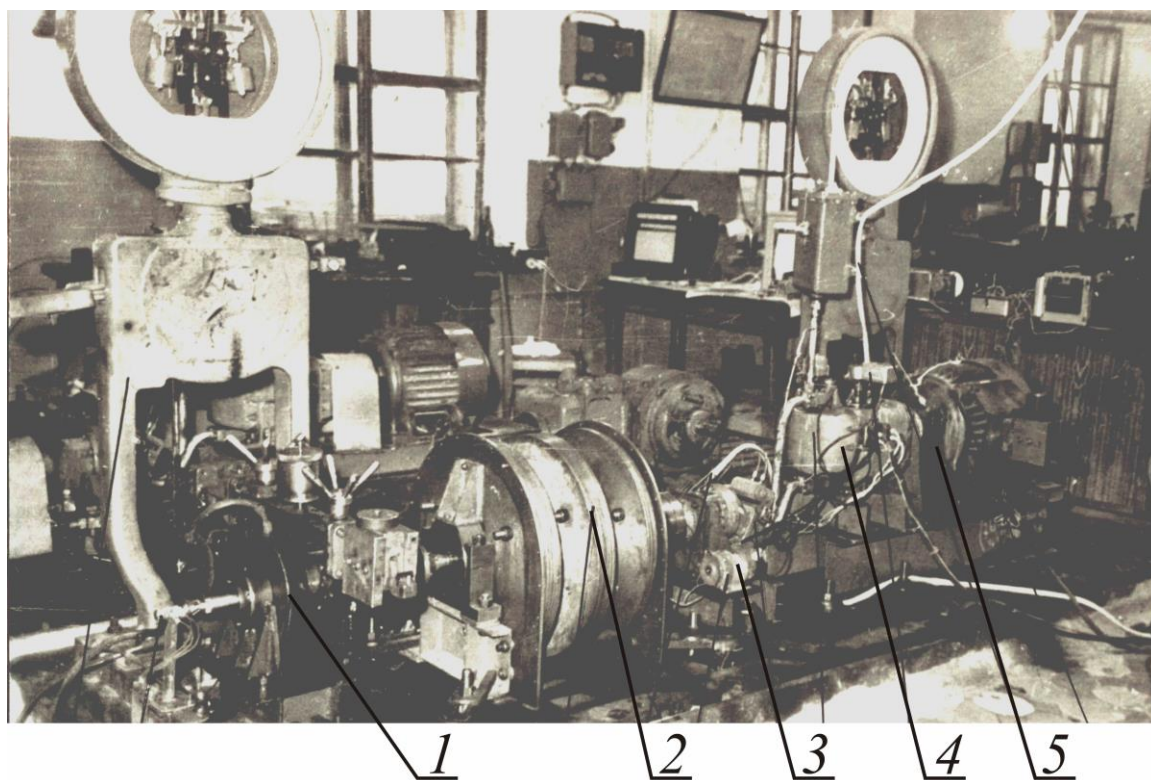


Рисунок 8.4 – Стенд для дослідження гідростатичного привода:
1 – навантажувач; 2 – махові маси; 3 – гідромотор; 4 – насос; 5 - електродвигун

Роботами вчених-кранобудівників доведено, що стосовно мостового крана достатнім є подання механізму пересування у вигляді тримасової системи (рис. 8.5). Розрахунок та дослідження тримасової системи аналітично важкі та практично не виконувались. Дослідження можна провести, використовуючи ЕОМ. Подання механізму пересування у вигляді чотири- і більше масової системи є недоцільним, тому що воно дозволяє уточнити лише порядку декількох відсотків, отриманих з допомогою тримасової системи. Використання двомасової розрахункової схеми є недоцільним, тому що в такий спосіб визначаються лише максимально можливі (завищені щодо реальних) динамічні навантаження і не пояснюється усе розмаїття явищ, які спостерігаються у реальних приводах.

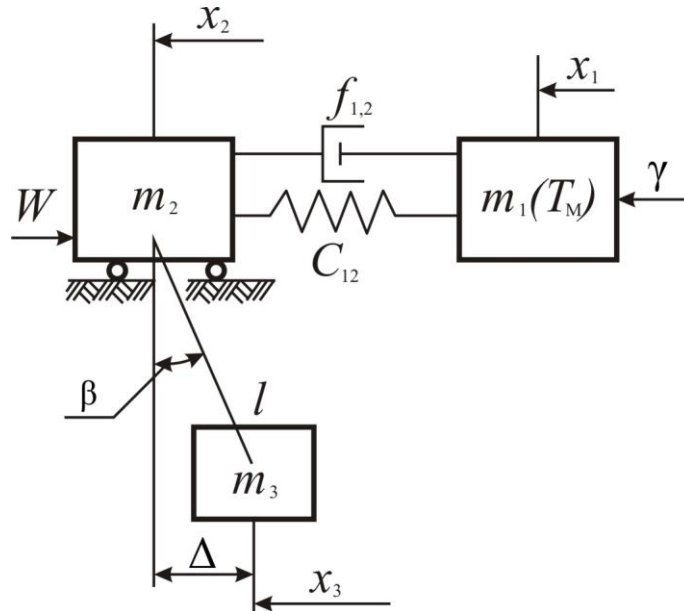


Рисунок 8.5 – Розрахункова динамічна схема

Поведінка тримасової системи описується трьома диференціальними рівняннями 2-го порядку: рівнянням гідропривода, крана і вантажу. Усі маси розглядають як приведені до обода ходового колеса [3].

Використовуючи принцип Деламбара, рівняння руху системи можна записати у такому вигляді:

$$\dot{x}_1 \cdot T_{i \text{ ао}} + \dot{x}_1 = \alpha k_{\omega} \cdot \gamma - \frac{\alpha^2}{F} (x_1 - x_2) C_{12} - \frac{\alpha^2}{F} (x_1 - x_2) f_{12}; \quad (8.1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = C_{12}(x_1 - x_2) + f_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \frac{\alpha^2}{F} - W \sin \dot{x}_2 - \frac{m_3 g}{l}(x_2 - x_3); \quad (8.2)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = \frac{m_3 g}{l}(x_2 - x_3). \quad (8.3)$$

Вираз (8.1) – це диференціальне рівняння руху керованого гідростатичного привода, приведенне за допомогою коефіцієнта α до обода ходового колеса; (8.2) – диференціальне рівняння руху крана; (8.3) – диференціальне рівняння руху вантажу.

У рівняннях (8.1), (8.2), (8.3) і на рис. 8.5 прийнято такі позначення: x_1, x_2, x_3 – переміщення відповідних мас; m_1, m_2, m_3 – маса гідропривода, крана і вантажу, приведені до обода ходового колеса ($m_2 = 2210 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2$ – маса половини крана; $m_3 = 1530 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2$ – маса половини вантажу); $T_{i \text{ ао}}$ – механічна стала часу гідропривода, яка враховує його інерційність (аналог m_1), $T_{i \text{ ао}} = 0,0084 \text{ с}$ – при розгоні і рівномірному ході, $T_{i \text{ ао}} = 0,008 \text{ с}$ – при гальмуванні; $\alpha = 0,0127 \text{ м}$ – коефіцієнт приведення диференціального рівняння до поступального; $k_{\omega} = 289 \text{ с}^{-1}$ – коефіцієнт посилення гідропривода за швидкістю; $C_{12} = 2,36 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м}$ – приведена жорсткість трансмісійного вала; $f_{12} = 2,28 \cdot 10^4 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ – коефіцієнт демпфірування трансмісійного вала; $l = 4 \div 13 \text{ м}$ – довжина підвісу вантажу; $W = 330 \text{ кг}$ – сила опору пересуванню половини крана; F – жорсткість механічної характеристики гідропривода; $F = 1,55 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ – під час розгону, рівномірного ходу; $F = 16,4 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ – під час гальмування.

Необхідно дослідити процес розгону, рівномірного ходу і гальмування за таких умов:

А. Різні закони керування $j = f(t)$:

$$j = f(t) = 0,356 \frac{t}{t_p};$$

$$j = f(t) = 0,356 \left(\frac{t}{t_p} \right)^{1/2};$$

$$j = f(t) = 0,356 \left(\frac{t}{t_p} \right)^2;$$

$$j = f(t) = 0,356 \left(1 - l \frac{t}{T_{i \text{ ао}}} \right).$$

Б. Різна висота підвісу вантажу:

$$l = 0 \text{ м}; l = 4 \text{ м}; l = 9 \text{ м}; l = 13 \text{ м}.$$

В. Різні параметри вантажу:

$$m_3 = 0; m_3 = 500 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2; m_3 = 1530 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2.$$

Г. Різні значення $T_{\text{мех}}$:

$$T_{1 \text{ ао}} = 0; T_{1 \text{ ао}} = 1 \text{ с}; T_{1 \text{ ао}} = 0,1 \text{ с}; T_{1 \text{ ао}} = 0,0084 \text{ с}.$$

Д. Різні значення C_{12} :

$$C_{12} = 2,36 \cdot 10^5 \text{ кг/м}; C_{12} = 2,36 \cdot 10^6 \text{ кг/м}; C_{12} = 2,36 \cdot 10^4 \text{ кг/м}.$$

Номінальна швидкість руху крана $\dot{x}_2 = 1,26 \text{ м/с}$.

На друк вивести:

T – поточний час; $(x_1 - x_2)C_{12}$ – зусилля в трансмісійному валу; x_2 – швидкість крана; $x_2 - x_3$ – відхилення вантажного каната; $\arctg \frac{x_2 - x_3}{l}$ – кут відхилення вантажного каната; γ – параметр регулювання насоса.

У зв'язку з тим, що ЕОМ може розв'язувати лише диференціальні рівняння 1-го порядку, перепишемо систему рівнянь (8.1)–(8.3), вважаючи, що

$$\begin{aligned} x_1 &= y_1 - \text{шлях 1-ї маси}; & \dot{x}_1 &= y_1 - \text{швидкість 1-ї маси}; \\ x_2 &= y_2 - \text{шлях 2-ї маси}; & \dot{x}_2 &= y_2 - \text{швидкість 2-ї маси}; \\ x_3 &= y_3 - \text{шлях 3-ї маси}; & \dot{x}_3 &= y_3 - \text{швидкість 3-ї маси}; \end{aligned}$$

$$\dot{y}(1) = y_2; \quad (8.4)$$

$$\dot{y}(2) = \frac{1}{T_m} [\alpha - k_{\omega} \cdot j - y_2 - \frac{\alpha^2}{F} (y_1 - y_3) C_{12} - \frac{\alpha^2}{F} (y_2 - y_4) f_{12}]; \quad (8.5)$$

$$\dot{y}(3) = y_4; \quad (8.6)$$

$$\dot{y}(4) = \frac{1}{m_2} [C_{12}(y_1 - y_3) + f_{12}(y_2 - y_4) \frac{\alpha^2}{F} - W_{\text{sign}} y_4 - \frac{m_3 g}{l} (y_3 - y_5)]; \quad (8.7)$$

$$\dot{y}(5) = y_6; \quad (8.8)$$

$$\dot{y}(6) = \frac{g}{l} (y_3 - y_5). \quad (8.9)$$

Варто мати на увазі, що у початковий момент часу, а саме, доки

$$(x_1 - x_2)C_{12} + (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)f_{12} \leq W = 330, \quad (8.10)$$

має місце лише рівняння (8.1), а рівняння (8.3), (8.6), (8.7), (8.8), (8.9) не мають права на існування, тобто у цей момент часу $x_2 = 0$; $\dot{x}_2 = 0$; $x_3 = 0$; $\dot{x}_3 = 0$.

Як тільки розв'язок рівняння (8.10) перевищить значення 330, перше рівняння набуде початкового вигляду й усі три рівняння (8.1), (8.2), (8.3) матимуть місце одночасно.

8.3. Стислий опис методу розв'язання

Існує декілька методів числового інтегрування диференціальних рівнянь, зокрема методи Мілна, Адамса – Башфорта, Ейлера, модифікований метод Ейлера і декілька варіантів методу Рунге – Кутта. Найбільше поширення має метод Рунге – Кутта 4-го порядку.

Дано: похідна функції і значення функції у точці

$$y' = f(x, y); \quad y(x_n) = y_n$$

тоді

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= hf(x_n, y_n) \\ K_2 &= hf\left(x_n + \frac{n}{2}; y_n + \frac{K_1}{2}\right); \\ K_3 &= hf\left(x_n + \frac{n}{2}; y_n + \frac{K_2}{2}\right); \\ K_4 &= hf(x_n + n; y_n + K_3); \\ y_{n+1} &= y_n + \frac{1}{6}(K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4), \end{aligned} \right\}$$

де h – крок інтегрування.

Цей процес можна подати геометрично. У точках x_n, y_n вираховується тангенс кута нахилу (K_1/h); використовуючи його, ми йдемо на половину кроку вперед і дивимося тангенс кута нахилу тут. Використовуючи новий тангенс кута нахилу (K_2/h), ми знову починаємо з x_n, y_n , ідемо вперед на половину кроку і знову беремо пробу тангенса кута нахилу. Взявши цей останній тангенс кута нахилу K_3/h , ми знову починаємо з x_n, y_n , але робимо тут повний крок уперед, де дивимося тангенс кута нахилу K_4/h . Чотири тангенси кутів нахилу усереднюємо з масами 1/6, 2/6, 2/6, 1/6 і, взявши середній тангенс кута нахилу, робимо остаточний крок від x_n, y_n до x_{n+1}, y_{n+1} .

Розрахунки на ЕОМ виконуються за формулами Рунге – Кутта 4-го порядку в модифікації Гілла. Точність перевіряється порівнянням результатів розрахунку, отриманих в одній і тій самій точці кроками h і $2h$.

Підпрограму розв'язання системи звичайних диференціальних рівнянь 1-го порядку методом Рунге – Кутта викликають таким зверненням: *CALL RKGS (PRMT, Y, DERY, NDIM, IHLF, FCT, OUTP, AUX)* – викликати Рунге – Кутта – Гілла систему.

Параметри *FCT* і *OUTP* мають бути описані оператором *EXTERNAL* і передувати 1-му оператору, який реалізується, тобто повинні стояти спочатку всієї програми.

Опис параметрів:

PRMT – вектор вхідних і вихідних даних з розмірністю, більшою або рівною 5, який визначає параметри інтервалу інтегрування і точності та служить для зв'язку підпрограми виводу *OUTP* (складеної користувачем) з підпрограмою *RKGS*. Компоненти цього вектора, крім *PRMT* (5), у підпрограмі *RKGS* (5) зберігаються. Ці компоненти такі:

PRMT (1) – нижня межа інтервалу інтегрування (вхідний параметр). У нашому випадку *PRMT* (1) = *TNACH*, тобто початковому часу розгону крана, отже, дорівнює 0;

PRMT (2) – верхня межа інтервалу інтегрування (вхідний параметр). У нашому випадку *PRMT* (2) = *TC*, тобто кінцевому значенню часу циклу, і може набувати значення *PRMT* (1) = 29 с або *PRMT* (1) = 15 с залежно від потрібної інтенсивності розгону і гальмування;

PRMT (3) – початковий крок незалежної змінної (вхідний параметр), тобто *PRMT* (3) = *DT* – кроку інтегрування за часом. Приймаємо *PRMT* (3) = 0,1 с;

PRMT (4) – верхня межа похибки *E* (вхідний параметр). У нашому випадку *PRMT* (4) = *E* = 0,01. Якщо абсолютна похибка більша, ніж *PRMT* (4), то крок інтегрування ділиться навпіл. Крок інтегрування подвоюється, якщо він стає меншим за *PRMT* (3) й абсолютна похибка є меншою, ніж *PRMT* (4)/50. Користувач може змінити *PRMT* (4) за допомогою підпрограми виведення *OUTP*;

$PRMT$ (5) – не є вхідним параметром. Підпрограма вважає $RKGS$ (5) = 0.

Y – вхідний вектор початкових значень (не зберігається). Згодом Y стає результуючим вектором залежних змінних, які обчислені у проміжних точках X .

$DER Y$ – вхідний вектор вагових коефіцієнтів похибки (не зберігається). Сума його компонентів повинна дорівнювати 1. Ми приймаємо для y_2 , y_4 , y_6 такі ж самі коефіцієнти, як і для їх похідних $(\dot{y})_2$, $(\dot{y})_4$, $(\dot{y})_6$ (див. рівняння (8.4)–(8.9)), тобто $DER Y$ (1) = $DER Y$ (2) = $DER Y$ (3) = $DER Y$ (4) = $DER Y$ (5) = $DER Y$ (6) = 1/6. Згодом $DER Y$ стає вектором похідних функцій Y у точці X .

$NDIM$ – вхідне значення, яке визначає число рівнянь системи. У нашому випадку $NDIM$ = 6.

$IHLF$ – результуюче значення, яке визначає число ділень навпіл початкового кроку. Якщо $IHLF$ стає більшим, ніж 10, підпрограма $RKGS$ передає керування в основну програму з повідомленням про помилку $IHLF$ = 11.

FCT – ім'я зовнішньої підпрограми, яка використовується. Ця підпрограма розраховує праві частини $DER Y$ системи для даних значень X та Y . Її перелік параметрів повинен бути X , Y , $DER Y$. Підпрограма FCT повинна зберігати X та Y . Запис FCT для нашого випадку: $SUBROUTINEFCT(T, Y\emptyset, DER Y)$.

$OUTP$ – ім'я зовнішньої підпрограми виведення, яка використовується. Її перелік параметрів повинен бути таким: X , Y , $DER Y$, $IHLF$, $NDIM$, $PRMT$.

Жоден з цих параметрів, за винятком (якщо необхідно) $PRMT$ (4), $PRMT$ (5), не повинен змінюватися підпрограмою $OUTP$. Запис для нашого випадку: $SUBROUTINEOUTP(T, Y\emptyset, DER Y, IHLF, NDIM, PRMT)$.

AUX – допоміжний масив пам'яті розмірністю

$$8 \times NDIM = 8 \times 6 = 48.$$

Зовнішні підпрограми FCT та $OUTP$ повинні бути складені користувачем.

8.4. Блок-схема програми

У зв'язку з тим, що у мові «ФОРТРАН IV» використовують тільки великі літери латинської абетки, введемо такі позначення величин, які входять до диференціальних рівнянь (8.4)–(8.9):

$$T_m = TMEX; \quad \alpha = A; \quad k_\omega = KW; \quad f_{12} = F12; \quad m_2 = M2; \quad m_3 = M3; \quad g = GG; \\ W = W; \quad F = F; \quad l = L; \quad \gamma = G.$$

Будемо позначати: початковий час - $TNACH$, поточний час - T , час кінця розгону - TR , час початку гальмування - TT , час кінцевого циклу - TC .

У розглянутому розрахунку до констант віднесемо $KW = 289$; $F12 = 22800$; $M2 = 2210$; $W = 330$; $GG = 9,8$; $A = 0,0127$; $NDIM = 6$ (диференціальні рівняння 1-го порядку). До параметрів, що варіюються, віднесемо: $TMEX$, F , $C12$, $M3$, L , $G = F(T, TR, TT, TC)$.

Уся програма складається з Головної програми – *Maine programme*, яка містить *RKGS*, двох підпрограм *SUBROUTINEFCT* (T , $Y0$, $DERY$) і *SUBROUTINEOUTP* (T , $Y0$, $DERY$, $IHLF$, $NDIM$, $PRMT$), а також однієї підпрограми *FUNCTIONG* (T , TP , TT , TC), див. рис. 8.6.

Наведемо деякі пояснення до підпрограми функції *FUNCTIONG* (T , TP , TT , TC). Функція G змінюється у нашому випадку лінійно у часі від 0 до 0,356 за проміжок часу від $T = 0$ до $T = TR$. У проміжку часу від TR до TT вона зберігає стає значення $G = 0,356$. У проміжку часу від TT до TC вона лінійно змінюється від значення 0,356 до 0. Ці умови записані у підпрограмі *FUNCTIONG* через умовні оператори *IF*.

Що стосується підпрограми *SUBROUTINEFCT* (T , $Y0$, $DERY$), то, як уже було сказано вище, у початковий момент часу розгону мають місце лише рівняння (8.4), (8.5) до тих пір, доки

$$Z = C12 \cdot (Y_0(1) - Y_0(3) + F12 \cdot (Y_0(2) - Y_0(4)))$$

не стане більшим за 330: $PD = W = 330$. Це знайшло відображення у підпрограмі *FCT*. Крім того, метод Рунге - Кутта вимагає, щоб у підпрограмі *FCT* через *DERY* (1) були записані праві частини диференціальних рівнянь (8.4)–(8.9).

Подано пояснення до підпрограми *SUBROUTINEOUTP* (T , $Y0$, $DERY$, $IHLF$, $NDIM$, $PRMT$).

У процесі розрахунків будуть знайдені і виведені на друк такі дані: поточний час T ; зусилля у трансмісійному валу $X1$; відхилення вантажного

каната від вертикалі X_2 ; швидкість крана X_3 ; кут нахилу вантажного каната від вертикалі.

8.5. Опис вихідних даних і результатів розрахунку

До вихідних даних належать константи і параметри, які варіюються. Константи записують безпосередньо у *MAINPGM* у вигляді $KW = 289$; $F12 = 22800$ і т.д. Параметри, що варіюються, вводяться у *MAINPGM* через оператор *READ* з вказівкою формату, за яким варто вводити параметри, що варіюються, наприклад:

```
READ 10, TMEX, F, C12, M3, L, F
```

```
READ 11, TNACH, TR, TT, TC, DT
```

```
10 FORMAT 6F12.4
```

```
10 FORMAT 5F12.4
```

Конкретні значення $TMEX$, F та інших величин вбиваються на двох (у нашому випадку) окремих перфокартах без зазначення $TMEX$, F і т.д. – тільки цифри, але у точній послідовності, як вони записані в операторі *READ*.

З метою контролю правильності введення параметрів, які варіюються, їх викликають на друк шляхом звернення до оператора *PRINT*:

```
PRINT 10, TMEX, F, C12, M3, L, F
```

```
PRINT 11, TNACH, TR, TT, TC, DT.
```

Результати розрахунку задачі виводять на друк у такому порядку: ліва колонка відведена під поточний час, який друкується з інтервалом 0,1 с, далі колонка відводиться під значення, які шукаються, – X_1 , X_2 , X_3 , $BETA$.

За результатами розрахунку будують графіки перехідного процесу. На рис. 8.7 і 8.8 показано графіки, які побудовані за результатами розрахунку при лінійній зміні параметра регулювання.

8.6. Використання допоміжних програм

При складанні програм використана допоміжна підпрограма *RKGS*, яка складена інститутом математики БРСР. Зі збірником можна ознайомитися у групі математичного забезпечення обчислювального центру.

Рекомендована література: [11–15].

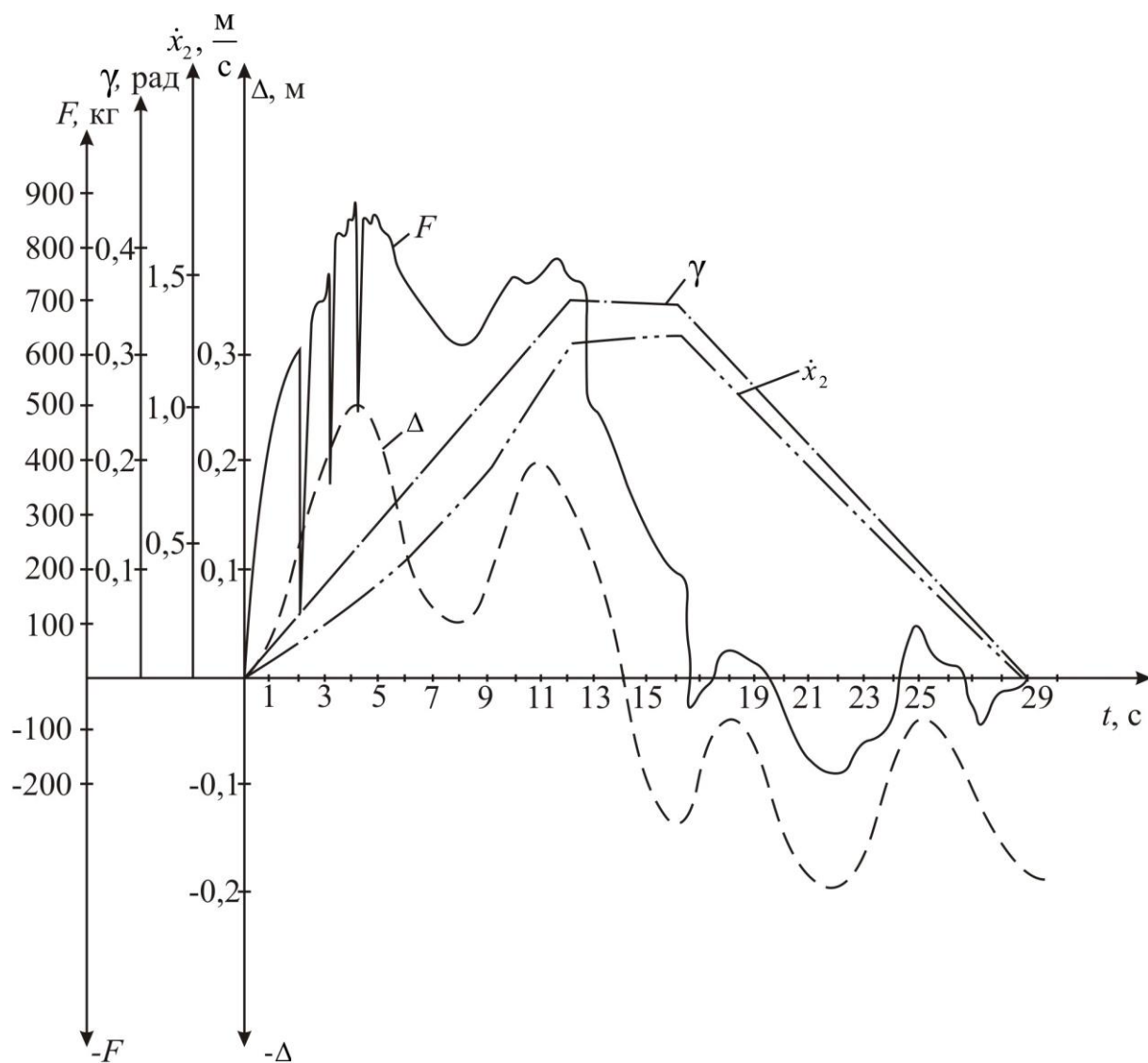


Рисунок 8.6 – Графік перехідного процесу для $m = 15000 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2$; $L = 13 \text{ м}$;
 $TP = 12,5 \text{ с}$; $TT = 16,5 \text{ с}$; $TC = 29 \text{ с}$

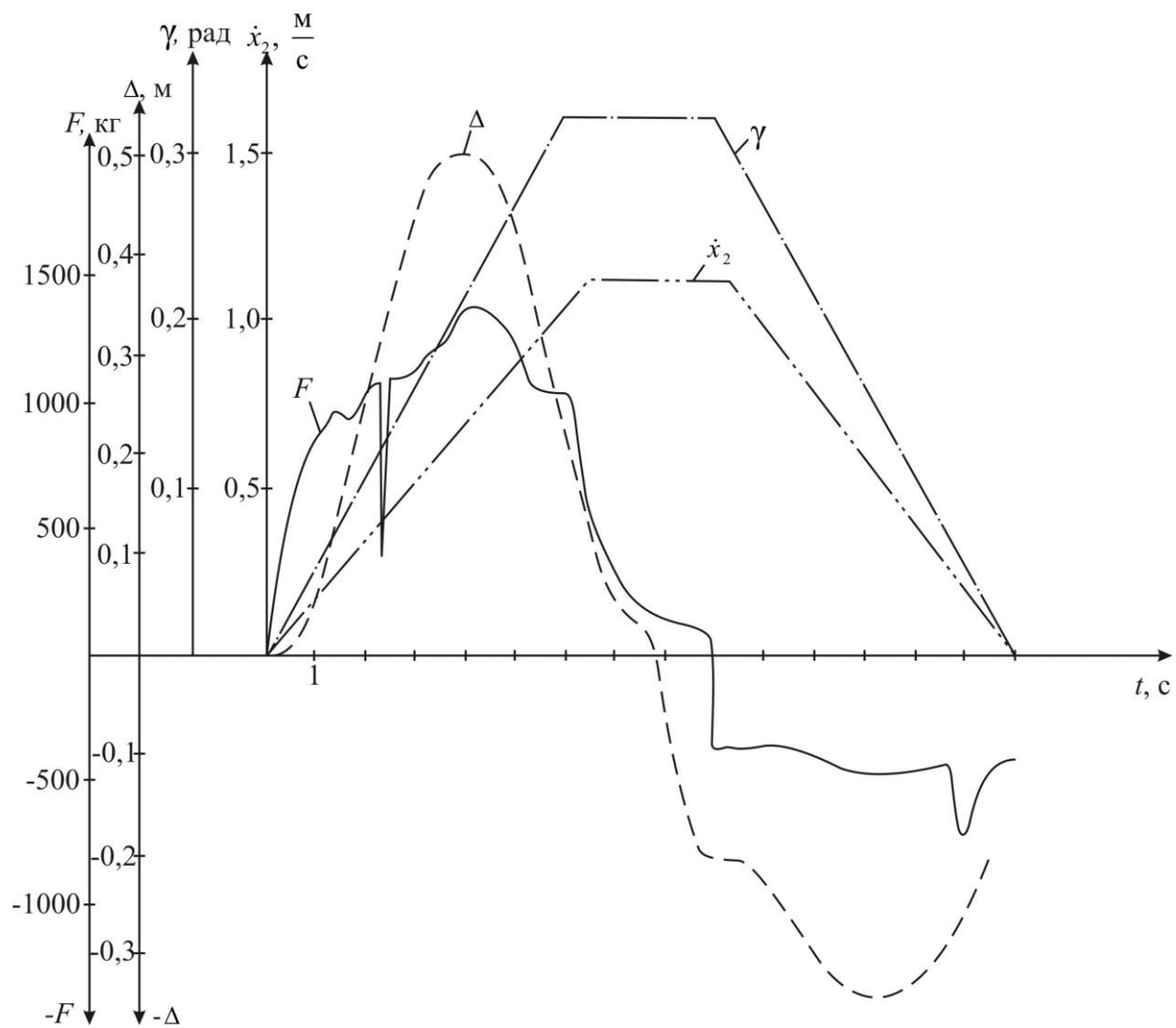


Рисунок 8.7 – Графік перехідного процесу для $m_3 = 15000 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2$; $L = 13 \text{ м}$;
 $TP = 6,1 \text{ с}$; $TT = 8,9 \text{ с}$; $TC = 15 \text{ с}$

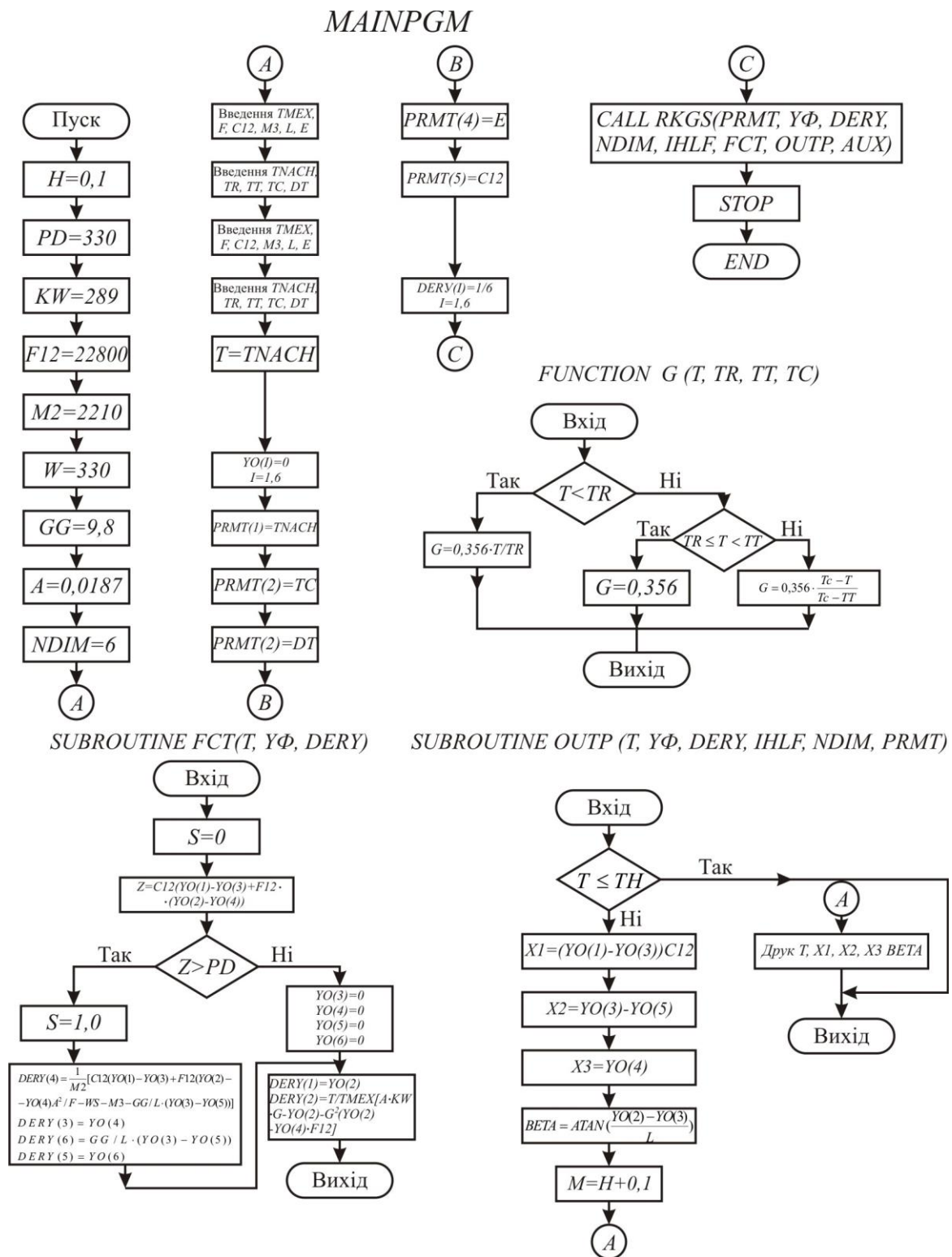


Рисунок 8.8 - Блок-схема до програми «Динаміка кранової тримасової системи механізму пересування мостового крана»

Лабораторна робота 9

ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ НА ЕОМ «ДИНАМІКА КРАНОВОЇ П'ЯТИМАСОВОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА»

9.1. Загальні вказівки

Мета лабораторної роботи – вивчити динаміку пуско-гальмівних режимів механізму повороту баштового крана для двох типів приводів: гідродинамічного та електромеханічного, а також їх порівняти.

Кожному студенту видається індивідуальне завдання. Студент за своїми вихідними даними розраховує пуско-гальмівні процеси механізму повороту баштового крана на ЕОМ, будує графіки перехідних процесів.

Сьогодні на більшості баштових кранів на механізмах повороту застосовують електромеханічний привод, який складається з електродвигуна з фазним ротором типу *MTF*, редуктора, гальма. Пуско-гальмівні процеси супроводжуються значними динамічними навантаженнями, що призводить до поломок елементів привода і металоконструкції. Одним з приводів, що знижує динаміку, є гідродинамічний привод, який складається з короткозамкненого електродвигуна типу *MTKF* або єдиної серії 4А, гідромуфти, редуктора, гальма.

Виконавши дослідження, студент ознайомиться з процесами, які відбуваються у пуско-гальмівних режимах. Крім того, він може порівняти отримані результати для двох варіантів приводів і самостійно зробити висновок про переваги того або іншого привода.

9.2. Математична постановка задачі

Завдання: визначити динамічні навантаження на вихідному валу редуктора, біля кореня башти і стріли; динаміку зміни швидкості крана; кути відхилення вантажу при різних приводах і варіюванні масою вантажу, довжиною підвісу, вилітом, вітровим навантаженням та ін.

Для вивчення характеру зміни названих параметрів складена розрахункова динамічна схема механізму повороту крана (рис. 9.1). Він поданий у вигляді п'ятимасової еквівалентної схеми у разі електромеханічного привода та у вигляді шестимасової – у випадку гідродинамічного. Така кількість мас прийнята на основі аналізу робіт, присвячених вивченню динаміки повороту баштових кранів, таких учених, як С. А. Козак, М. С. Комаров, Д. П. Волков, А. А. Зарецький, В. В. Момот та ін.

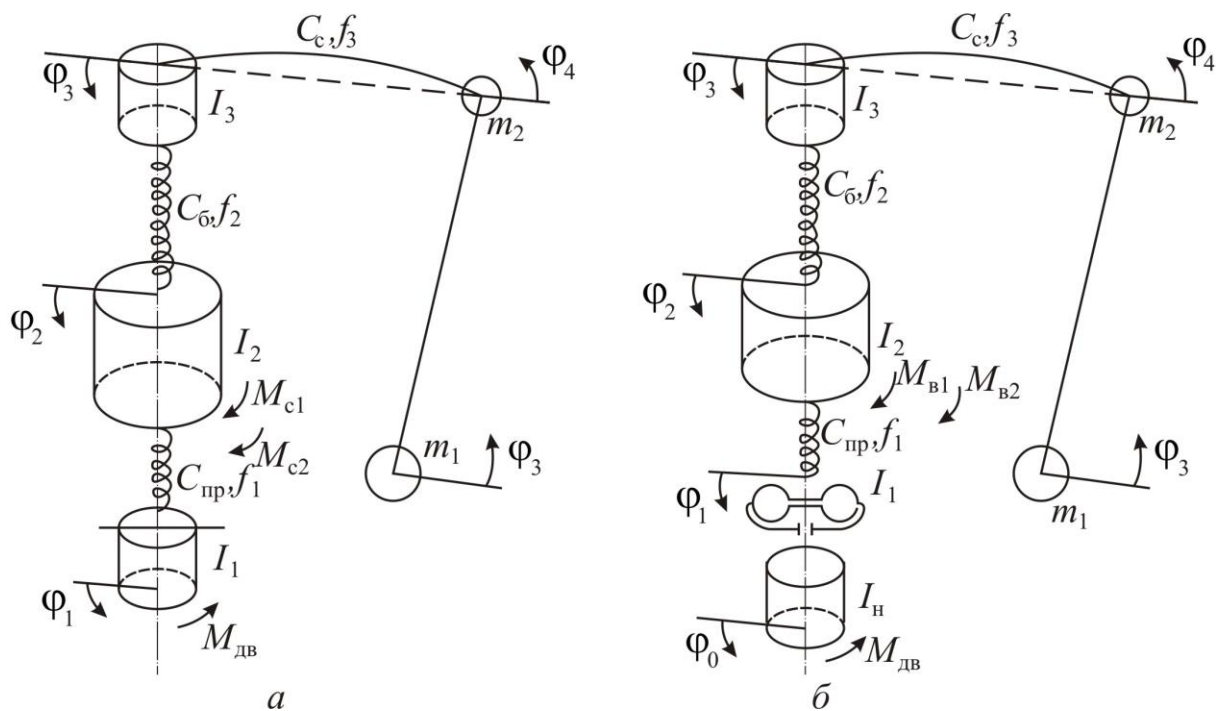


Рисунок 9.1 – Еквівалентна схема крана:

а – з електромеханічним приводом; б – з гідродинамічним приводом

Розрахункові схеми дозволяють урахувати найбільш важливі процеси, які відбуваються при повороті крана (кручення башти, вигин стріли, відхилення вантажу), а також жорсткості окремих елементів привода і металоконструкції, моменти інерції обертових частин крана, моменти опору руху від сил тертя, вітру, нахилу шляху.

Різниця у кількісному складі зосереджених мас пов'язана з наявністю у гідродинамічному приводі гідромуфти. Для врахування процесів, які перебігають у ній, вводиться додаткова маса. При пуску гідродинамічного привода починає обертатися двигун і зв'язане з ним насосне колесо муфти, тому маса I_1 включає момент інерції двигуна і насосної частини гідро-

муфти (насосне колесо і всі жорстко зв'язані з ним елементи муфти). Далі за допомогою робочої рідини, яка заповнює гідромуфту, обертання передається турбінному колесу, жорстко зв'язаному з редуктором. Вихідний вал редуктора передає значні обертові моменти, і саме тут найчастіше бувають поломки. Для аналізу цих явищ уведено зосереджену масу I_2 , яка включає моменти інерції турбінної частини муфти і редуктора. Маса I_1 приведена до осі обертання крана за загальними правилами приведення.

У зв'язку з тим, що робоча рідина заповнює одночасно обидва робочі колеса муфт, її об'єм розбитий на дві складові у такому співвідношенні: 0,4 об'єму відносять до насосного колеса і 0,6 – до турбінного. Таке співвідношення зумовлене різницею кутових швидкостей коліс: під впливом вищої швидкості насосного колеса більша кількість рідини під дією відцентрових сил прямує до периферії і потрапляє на лопатки турбінного колеса.

При електромеханічному приводі перша маса I_1 включає момент інерції ротора двигуна і редуктора. Маса I_1 приведена до осі обертання крана.

При обертанні крана відбувається кручення башти великої довжини (60...300 м). У схемі врахована її жорсткість C_a , яка визначається за методикою розбиття конструкції на ряд простих елементів і підсумовування пересувань від деформацій. Башту розглядаємо як балку з рівнорозподіленою масою і затиснену біля основи. Замінюємо її еквівалентною схемою з масами, зосередженими у точках її кріплення та оголовка.

Оскільки башта зміщена відносно осі обертання крана, виконуємо її приведення.

При повороті крана відбувається вигин стріли з площини підвісу вантажу. У розрахунковій схемі врахована її жорсткість C_c , яка також визначається за методикою розбиття конструкції на ряд простих елементів і підсумовування пересувань від деформацій. Стрілу розглядаємо як балку, затиснену біля основи. У схемі вона замінена двома масами, які зосереджені у точках її кріплення й оголовка.

Таким чином, зосереджена маса I_2 включає моменти інерції поворотної платформи і частини башти, віднесеної до платформи, маса I_3 – моменти інерції частини башти, що віднесена до оголовка, і частини

стріли, яка віднесена до точки її кріплення, m_2 – масу частини стріли, віднесену до оголовка стріли.

Маса m_1 – це маса вантажу і вантажозахватних засобів, які піднімаються; m_1 дозволяє врахувати відхилення вантажу з площини підвісу вантажу.

При обертанні крана відбуваються і такі процеси, як вигин стріли і відхилення вантажу у площині підвісу вантажу та інші, але через їх малу значущість в умовах даної задачі цими процесами знехтуємо.

Хитний процес системи описується системою диференціальних рівнянь, які складені на основі рівняння Лагранжа:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_1 - M_{c1} \text{sign}(\dot{\varphi}_1) - \tilde{N}_{i\delta}(\varphi_1 - \varphi_2) - f_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \quad (9.1)$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 = \tilde{N}_{i\delta}(\varphi_1 - \varphi_2) + f_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{\dot{a}}(\varphi_3 - \varphi_2) + f_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) M_{c2}; \quad (9.2)$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 = \tilde{N}_{\dot{a}}(\varphi_2 - \varphi_3) + f_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + \tilde{N}_c R^2(\varphi_4 - \varphi_3) + f_3(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3); \quad (9.3)$$

$$m_2 \ddot{\varphi}_4 R^2 = \tilde{N}_c R^2(\varphi_3 - \varphi_4) + f_3(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + \frac{gm_1 R^2}{l}(\varphi_5 - \varphi_4) + M_{\dot{a}} B; \quad (9.4)$$

$$\ddot{\varphi}_5 = \frac{g}{l}(\varphi_4 - \varphi_5). \quad (9.5)$$

Для гідродинамічного привода вводиться додаткове рівняння:

$$I_{\dot{f}} \ddot{\varphi}_0 = M_{\dot{a}\dot{a}} - M_{\dot{a}\dot{a}}. \quad (9.6)$$

У формулах (9.1)–(9.6): $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$ – приведені до осі обертання переміщення відповідних ланок; M_1 – момент двигуна у випадку електромеханічного привода; $M_{\text{гм}}$ – момент гідromуфти у разі гідродинамічного; f_1, f_2, f_3 – коефіцієнти непружних втрат у ланках:

$$f_1 = 2P_1 \sqrt{I_1 \tilde{N}_{\dot{a}} / (4g + P_1^2)};$$

$$f_2 = 2P_2 \sqrt{I_2 (\tilde{N}_{\dot{a}} + \tilde{N}_{\dot{a}}) / (4g + P_2^2)};$$

$$f_3 = 2P_3 \sqrt{I_3 (\tilde{N}_c \rho^2 + \tilde{N}_{\dot{a}}) / (4g + P_3^2)},$$

де P_1, P_2, P_3 – коефіцієнти ($P_1 = 0,8, P_2 = 0,8, P_3 = 0,09$);

R – виліт; l – довжина підвісу вантажу; $M_{\dot{a}}$ – момент вітрового навантаження; B – оператор, який ураховує напрям вітру; M_{c1}, M_{c2} – моменти опору від сил тертя у трансмісії та опорно-поворотному пристрої.

Як приклад при дослідженнях прийнято такі вихідні дані:

$I_0 = 0,15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_1 = 5,1 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – у випадку гідродинамічного привода; $I_1 = 2,6 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – у разі електромеханічного привода; $I_3 = 3 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $m_2 = 480 \text{ кг}$; $\tilde{N}_a = 3,48 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$; $\tilde{N}_a = 4,9 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$; $\tilde{N}_c = 1,95 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; $N_{aa} = 5500 \text{ Вт}$; $\ddot{\phi}_{lc} = 105 \text{ рад/с}$; $\ddot{\phi}_{1H} = 100 \text{ рад/с}$; $i = 1320$; $f_1 = 1,07 \cdot 10^6$; $f_2 = 1,2 \cdot 10^6$; $f_3 = 1 \cdot 10^5$; $M_{c1} = 4,28 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_{c2} = 7200 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $\alpha = 1,5 \text{ рад}$; $i_m = 5,5$; $M_a = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $I_2 = 5,6 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

На друк з кроком 0,2 с виводимо значення таких величин:

швидкостей $\dot{\phi}_0, \dot{\phi}_1, \dot{\phi}_4, \dot{\phi}_5$;

моментів $M_{дв}, M_{гм}, M_p, M_a, M_c, M_{\tilde{a}}$;

потужностей втрат $N_{пот. дв}, N_{пот. гм}$;

переміщень $\phi_0, \phi_1, \phi_4, \phi_5$.

9.3. Алгоритм і програма моделювання

Структура програми. Система диференціальних рівнянь (9.1)–(9.6) розв’язана на обчислювальній машині ЕС 10-33 методом Рунге - Кутта. Алгоритм наведений на рис. 9.2-9.5. При розв’язанні задачі за оператор диференціювання приймаємо $\dot{\phi}_i = YS(i)$. У зв’язку з тим, що ЕОМ здатна розв’язувати лише диференціальні рівняння 1-го порядку, перепишемо систему рівнянь (9.1)–(9.6). Тоді для електромеханічного привода отримаємо:

$$YS(1) = \emptyset$$

$$YS(2) = 3 \cdot \emptyset * SPEEDS * ENG2 * GTT * (ENGINE - Y(2))$$

$$YS(3) = (1 \cdot \emptyset / TURB) * (Y(2) * TRANSM - DIFFER - HARD1 * (Y(4) - Y(6)) - DISP1 * (Y(3) - Y(5)))$$

$$YS(4) = Y(3)$$

$$YS(5) = (1 \cdot \emptyset / PLATF) * (HARD1 * (Y(4) - Y(6)) + DISP1 * (Y(3) - Y(5)) + HARD2 * (Y(8) - Y(6)) + DISP2 * (Y(7) - Y(5)) - RESIST$$

$$YS(6) = Y(5)$$

$$YS(7) = (1 \cdot \emptyset / BEAM) * (HARD2 * (Y(6) - Y(8)) + DISP2 * (Y(5) - Y(7)) + HARD3 * (RAD ** 2) * (Y(1 \emptyset) - Y(8)) + DISP3 * (Y(9) - Y(7)))$$

$$YS(8) = Y(7)$$

$$YS(9) = (1.0/HEAD/(RAD**2))*(HARD3*(RAD**2)*(Y(8)-Y(1.0))+DISP3*(Y(7)-(9))+(9.81*WEIGHT*(RAD**2)(HANG)*(Y(12)-Y(1.0))+WIND*BAD*ABC(\cos(Y(1.0)+1.57))*\cos(Y(1.0)+1.57))$$

$$YS(1.0) = Y(9)$$

$$YS(11) = (9.81/HANG)*Y(1.0)-Y(12)$$

$$YS(12) = Y(11)$$

$$YS(13) = (IABS(INCLUD)*(POWER*CURREN/SQRT*(1.0+(ENG2/SLIDE1)**2))*ABS(ENGINE*TRANSM*Y(3)))$$

$$YS(14) = 0.0$$

POWER – номінальна потужність двигуна $N_{\text{дв}}$;

ENG1, *ENG2*, *ENG3* – коефіцієнти апроксимації механічної статистичної характеристики двигуна: $M_{\text{кр}}$, $S_{\text{к}}$, μ ;

PUMP – момент інерції насосної частини I_0 ;

PLATF – момент інерції платформи I_2 ;

BEAM – момент інерції стріли і верхньої частини башти I_3 ;

TURB – момент інерції турбінної частини I_1 ;

WEIGHT – маса вантажу m_1 ;

HARD1 – жорсткість привода $\tilde{N}_{\text{дв}}$;

HEAD – маса головки стріли m_2 ;

HARD2 – жорсткість башти $\tilde{N}_{\text{б}}$;

HARD3 – жорсткість стріли $\tilde{N}_{\text{с}}$;

DISP1, *DISP2*, *DISP3*, *DISP4* – коефіцієнти непружних втрат: f_1 , f_2 , f_3 , f_4 ;

RESN – момент сил опору $M_{\text{с}}$;

WIND – момент вітрового навантаження $M_{\text{в}}$;

RAD – виліт R ;

HANG – довжина підвісу l ;



Рисунок 9.2 – Блок-схема головної програми

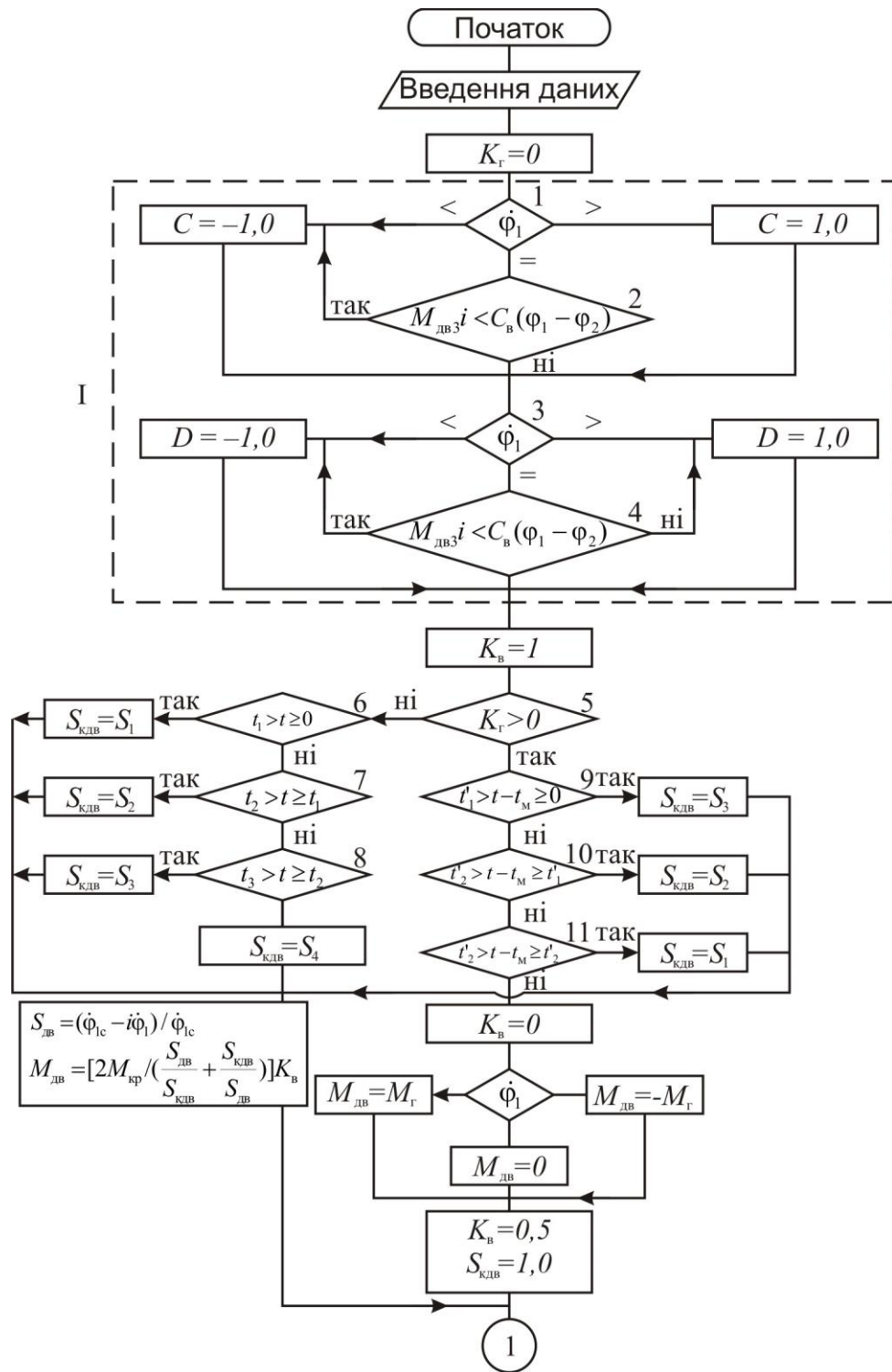


Рисунок 9.3 – Блок-схема підпрограми при електромеханічному приводі (початок)

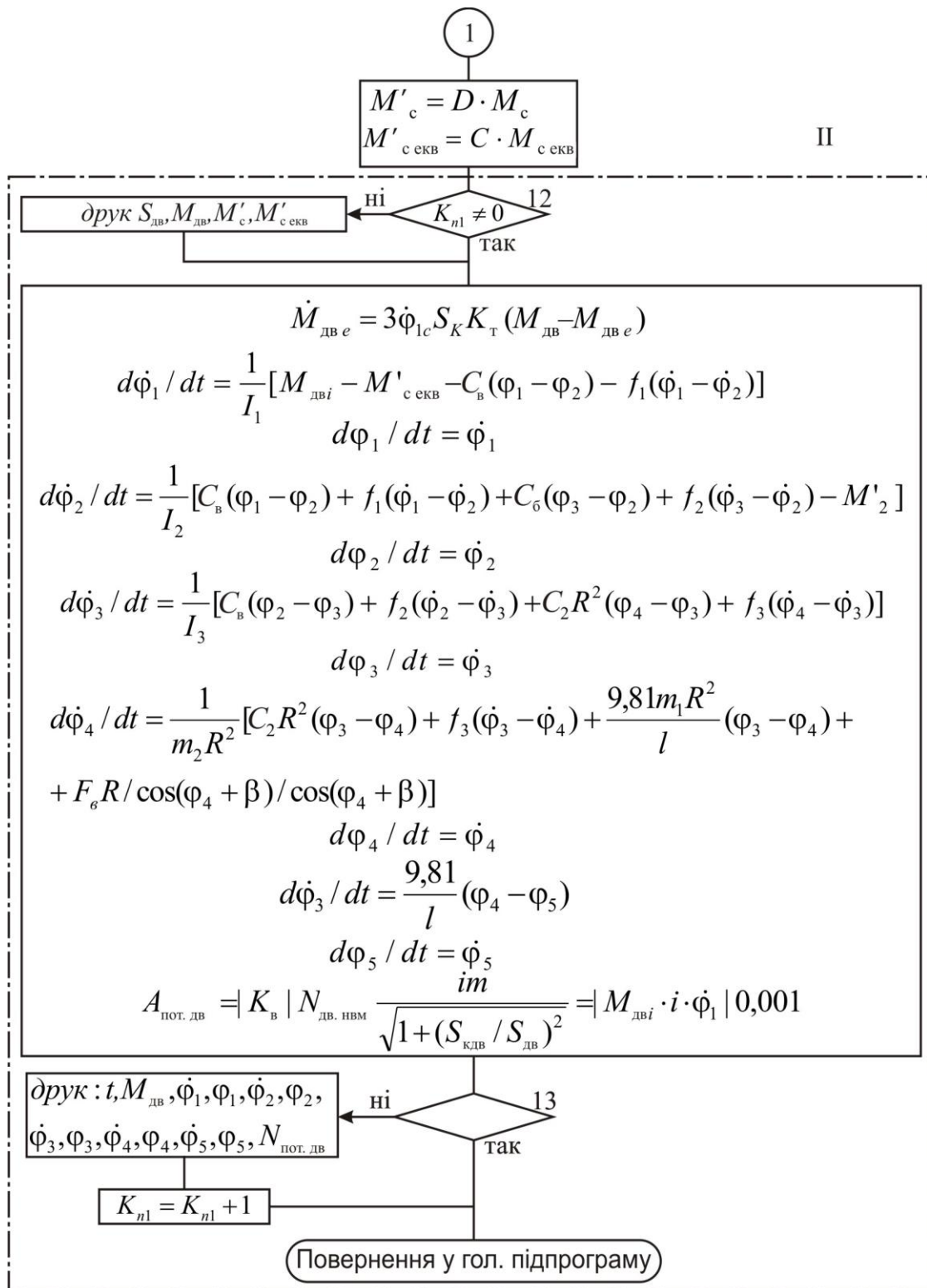


Рисунок 9.3 - Блок-схема підпрограми при електромеханічному приводі
(закінчення)

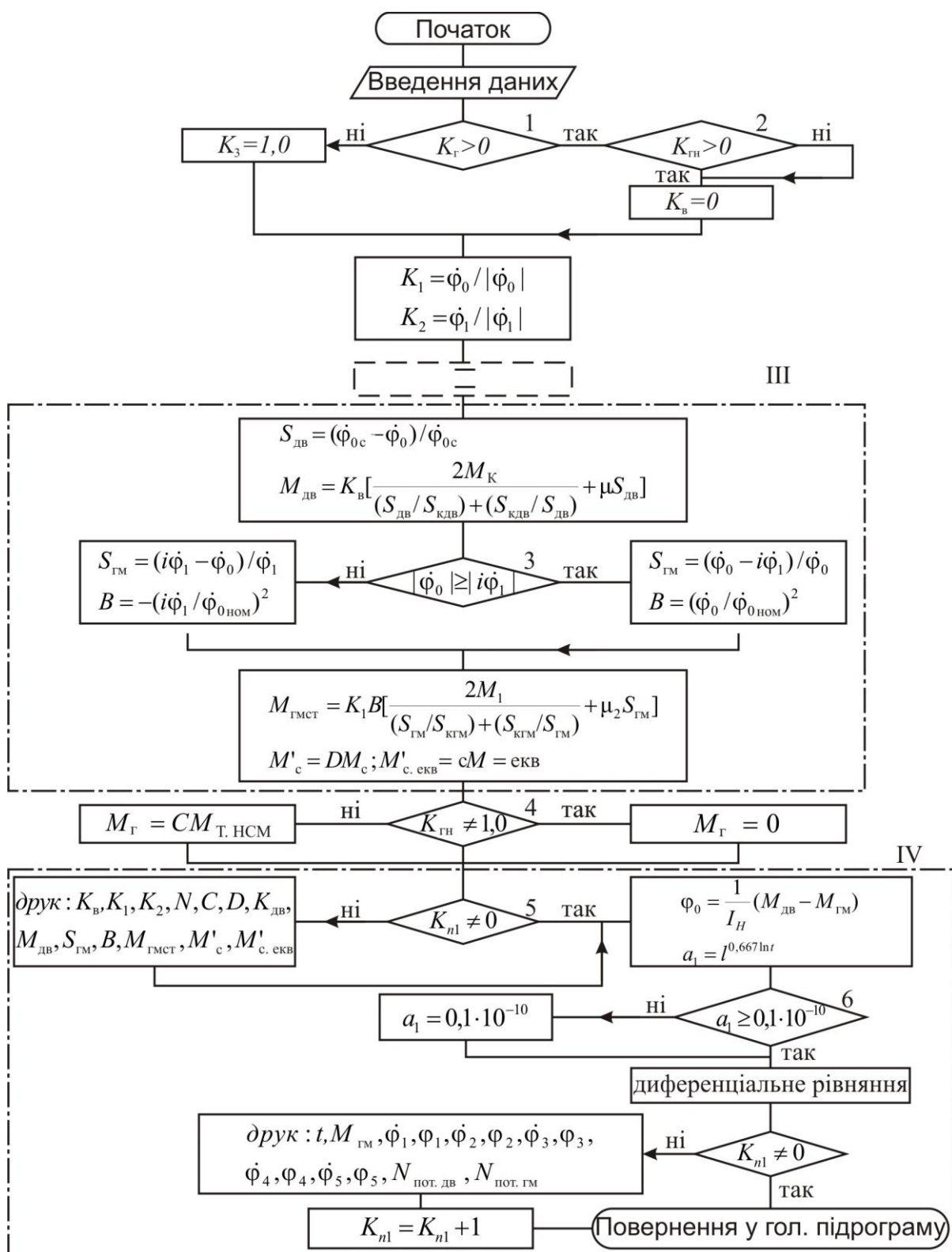
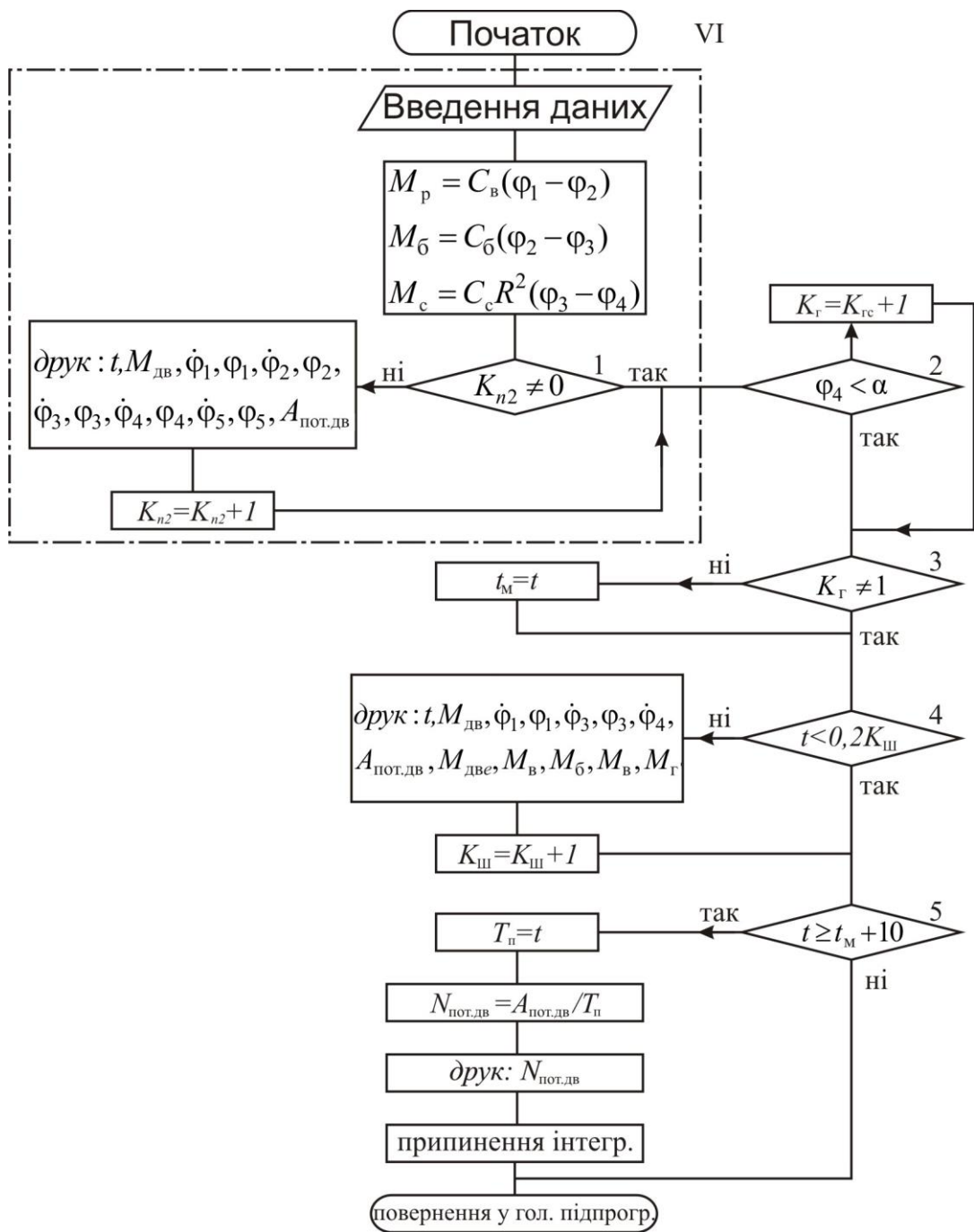


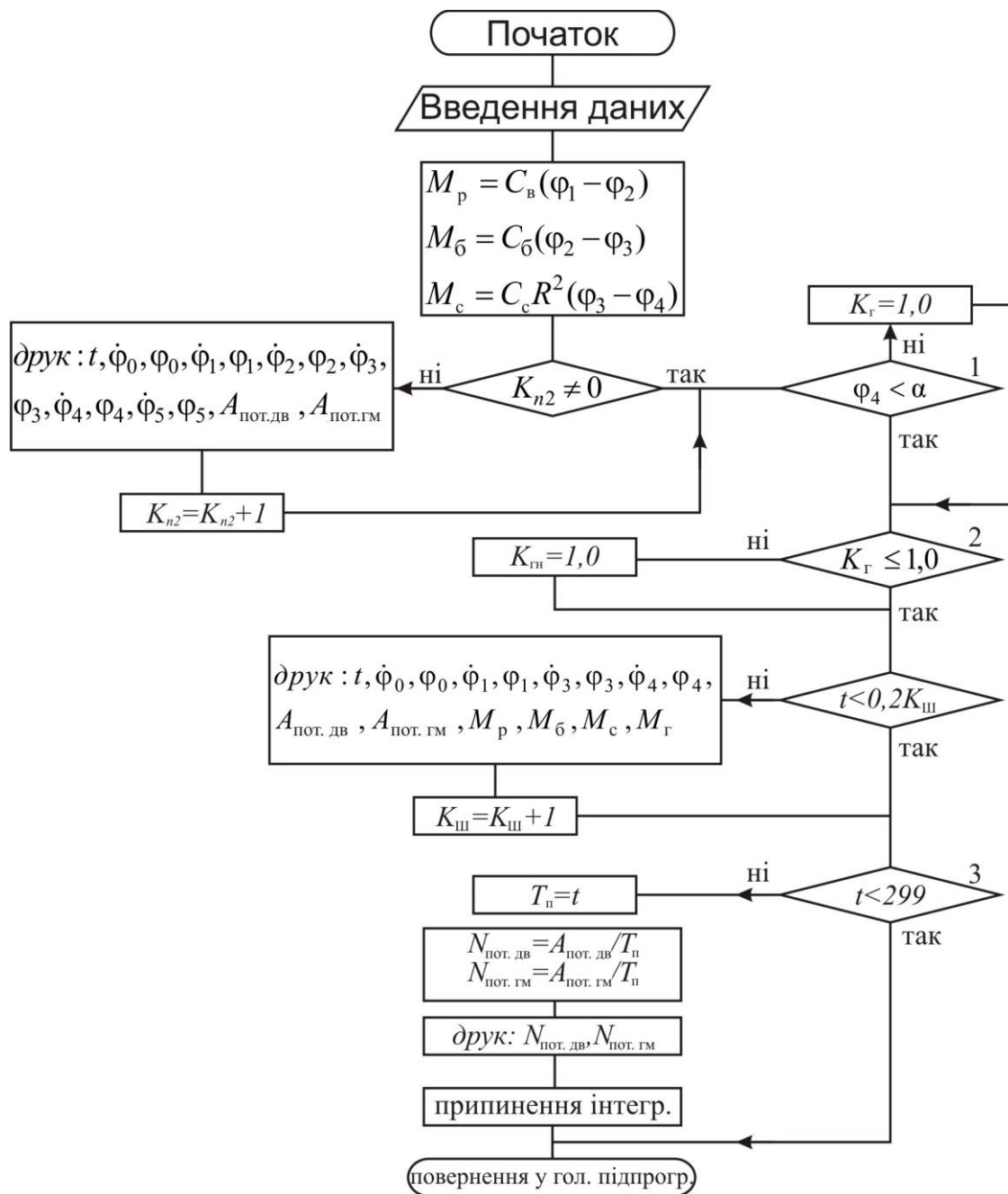
Рисунок 9.4 – Блок-схема вхідної програми при гідромеханічному приводі



a

Рисунок 9.5 – Блок-схема вихідної підпрограми (початок):

a – електромеханічний привод



б

Рисунок 9.5 – Блок-схема вихідної підпрограми (закінчення):

б – гідродинамічний привод

ARC – повний шлях повороту по дузі φ ;
PUSH – час вмикання t_b ;
PAUSE – час паузи t_p ;
CURREN – кратність пускового струму;
RESTR – еквівалентний момент сил опору у трансмісії $M_{c\text{â}}$;
FRIGHT – функція, яка враховує особливості сухого тертя у поворотному колі: D ;
PROFIT – функція, яка враховує вплив ККД трансмісії на незворотному моменті, що передається, аналог *FRIGHT*: C ;
ENGINE – момент двигуна $M_{\text{дв}}$.

У програмі прийнято такі позначення:

Y(1) – кутова швидкість насосного колеса (для гідравлічного привода);
Y(2) – момент, який передається двигуном (гідромуфтою);
Y(3) – кутова швидкість електродвигуна (турбінної частини гідромуфти, яка приведена до осі обертання крана);
Y(4) – кут повороту електродвигуна (турбінної частини гідромуфти);
Y(5) – кутова швидкість платформи;
Y(6) – кут повороту платформи;
Y(7) – кутова швидкість башти кореня стріли;
Y(8) – кут повороту башти і кореня стріли;
Y(9) – кутова швидкість головки стріли;
Y(10) – кут повороту стріли;
Y(11) – кутова швидкість вантажу;
Y(12) – кут повороту вантажу;
Y(13) – робота енергії втрат у двигуні;
Y(14) – робота енергії втрат у гідромуфті;
TENS1 – момент у редукторі M_{δ} ;
TENS2 – момент у башті M_a ;
TENS3 – момент у стрілі M_c ;
COUP1, *COUP2*, *COUP3* – коефіцієнти апроксимації механічних характеристик гідромуфти, μ_1 , $S_{\text{кгм}}$, μ_2 ;

COUP4 – гідродинамічна інерційність формування потоку a_2 ;
SPEEDN – номінальна кутова швидкість насосного колеса гідромуфти $\dot{\phi}_{0i}$;
SPEEDS – синхронна кутова швидкість двигуна $\dot{\phi}_{1i}$;
TRANSM – передаточне число редуктора i ;
COUPL – момент гідромуфти за статистичною характеристикою $M_{\text{а.н.}}$;
POWER1 – потужність, яка споживається;
POWER2 – потужність теплових втрат;
SLIDE1 – ковзання двигуна;
SLIDE2 – ковзання гідромуфти;
DIFFER – різниця моментів, які прикладені до маси I_1 , враховує паразитний момент у трансмісії;
POWENG – потужність теплових втрат у двигуні;
POWEOU – потужність теплових втрат муфти;
INCLUDE – сигнал вмикання і вимкнення;
NUMBER – лічильник вмикання.

Програма складається з блок-дати та трьох підпрограм: вхідної, головної та вихідної.

Метою блок-дати є введення даних.

Головна підпрограма виконує розв'язання диференціальних рівнянь методом Рунге - Кутта та зв'язок усіх підпрограм (див. рис. 9.2).

Вхідна підпрограма включає логічні переходи перемикачів двигуна при пуску і гальмуванні системи, умови дії моментів сил опору від тертя, диференціальні рівняння руху.

Вихідна програма керує включенням гальма і припиненням розрахунку, а також визначає динамічні навантаження і теплові втрати.

9.4. Вхідна підпрограма

При роботі привода рухові системи у будь-якому напрямку повинні перешкоджати моменти сил опору від тертя у трансмісії $M_{\text{с экв}}$ та опорно-поворотному колі $M_{\text{с}}$. При виключенні системи моменти опору від тертя мають припинити свою дію, щоб не стати рухомими. У той же час при чер-

говому пуску рух системи не повинен початися до подолання моментів опору від тертя. Ці умови у вхідній підпрограмі виконуються логічними переходами 1, 2, 3, 4 (див. рис. 9.3). Так, якщо швидкість $\dot{\phi}_1$ більша за нуль, то коефіцієнт, який ураховує вплив тертя у трансмісії, $C=1$; якщо $\dot{\phi}_1$ менше нуля, то $C=-1$. Якщо ж $\dot{\phi}_1=0$, то перевіряється умова 2, виконання якої запобігає руху системи до подолання $M_{c\dot{\phi}\dot{\phi}}$, тобто якщо рухомий момент $M_{\dot{\phi}\dot{\phi}}$ менший, ніж момент, прикладений до маси I_2 , то $C=-1$; якщо $M_{\dot{\phi}\dot{\phi}} > \tilde{N}_{\dot{\phi}}(\phi_1 - \phi_2)$, то переходимо до умови 3. Умови 3, 4 аналогічні умовам 1 і 2. Виконання їх забезпечить дію моменту сил опору руху від тертя в опорно-поворотному колі M_c .

Далі залежно від значення оператора керування рухом $K_{\dot{\phi}}$ відбувається або пуск системи ($K_0 = 0$), або гальмування ($K_{\dot{\phi}} > 0$).

Електромеханічний привод використовує електродвигун з фазним ротором, який має чотири механічні характеристики. Перемикання зі ступеня на ступінь відбувається за часом. Інтервали часу перемикань вибрано на основі дослідних даних. При пуску системи перемикання здійснюється переходами 6, 7, 8, при гальмуванні – 9, 10, 11.

Далі при пуску системи визначаємо $S_{\dot{\phi}\dot{\phi}}$, $M_{\dot{\phi}\dot{\phi}}$, M_c , $M_{c\dot{\phi}\dot{\phi}}$. З метою виявлення помилок при першому кроці розрахунку виводимо на друк ці значення. Потім розраховуємо праві частини диференціальних рівнянь, записаних за принципом Коші й передаємо ці значення у головну підпрограму. При першому кроці як тест друкуємо значення правих частин диференціальних рівнянь.

При гальмуванні після переходу 11 вимикаємо двигун та накладаємо гальмо. Накладання гальма, незалежно від напрямку руху, здійснюється логічним переходом 14. Так, якщо $\dot{\phi}_1 > 0$, то $M_{\dot{\phi}\dot{\phi}} = -M_{\dot{\phi}}$; якщо $\dot{\phi}_1 < 0$, то $M_{\dot{\phi}\dot{\phi}} = M_{\dot{\phi}}$. При $\dot{\phi}_1 = 0$ $M_{\dot{\phi}\dot{\phi}} = 0$, коефіцієнт, який ураховує електромагнітну інерцію обмоток гальма, $K_{\dot{\phi}} = 0,5$ (при пуску системи коефіцієнт, який ураховує електромагнітну інерцію обмоток двигуна, $K_{\dot{\phi}} = 1$). Далі визначаємо M'_c і $M'_{c\dot{\phi}\dot{\phi}}$ та переходимо до диференціальних рівнянь.

Вхідна підпрограма гідродинамічного привода дещо відрізняється від вхідної підпрограми електромеханічного привода. Гідродинамічний привод (див. рис. 9.4) передбачає використання проти включення, тому

алгоритм, крім оператора керування рухом $K_{\bar{a}}$ (перехід 1), має незалежний оператор включення гальма (переходи 2, 4) $K_{\bar{a}.f}$. Блок-схема роботи моментів сил опору від тертя аналогічна блок-схемі електромеханічного привода.

Далі визначаємо $S_{\bar{a}a}$ і $M_{\bar{a}a}$. При виключенні привода зупиняється двигун і зв'язане з ним насосне колесо, у той час як турбінне колесо за рахунок інерції продовжує обертання. Настає обгінний режим. При цьому турбінне колесо починає виконувати роль насосного. Це явище необхідно враховувати при визначенні ковзання гідромуфти. З цією метою в алгоритмі існує логічний перехід 3. При $|\dot{\phi}_0| \geq |\dot{\phi}_1|$ має місце пусковий режим, при $|\dot{\phi}_0| < |\dot{\phi}_1|$ – обгінний. Відповідно до режиму визначаємо $S_{\bar{a}i}$ і $M_{\bar{a}i}$. Напрям обертання не має значення, тому що в перехід 3 вводяться абсолютні значення швидкостей.

Далі (перехід 5) при першому кроці розрахунку друкуємо текст. Після цього знаходимо значення швидкості двигуна і величину Q_1 - величина, яка визначає гідродинамічну інерційність формування потоку. Якщо значення a_1 виявиться дуже малим, то аби не вийшло ділення на нуль, передбачено перехід 6, де при $a_1 < 0,1 \cdot 10^{-10}$ цій величині (a_1) присвоюється значення $0,1 \cdot 10^{-10}$. Далі переходимо до диференціального рівняння і йдемо до головної підпрограми.

9.5. Вихідна підпрограма

Після визначення динамічних навантажень на першому кроці розрахунку (умова 1) друкуємо текст (див. рис. 9.5).

Виключення привода здійснюється за кутом повороту (умова 2). Якщо кут повороту стріли ϕ_4 менший від заданого α , то продовжуємо розрахунок; якщо дорівнює або більший, то оператор керування рухом $K_{\bar{a}} = K_{\bar{a}} + 1$. У початкових умовах задається $K_{\bar{a}} = 0$ (при першому кроці розрахунку). При всіх наступних кроках $K_{\bar{a}} = 2, 3, 4$ і т.д. Така конструкція $K_{\bar{a}}$ необхідна для фіксування часу початку гальмування t_m , тому що тільки при $K_{\bar{a}} = 1$ потрапляємо до блоку фіксованого часу початку гальмування (умова 3) $t_m = t$. За усіх інших значень $K_{\bar{a}}$ - перехід до умови 5.

Процес гальмування обмежується часом. Після початку гальмування воно продовжується ще 10 с. Ця умова реалізується логічним переходом 5. Якщо поточний час t більший або дорівнює часу початку гальмування плюс 10, то йдемо у головну підпрограму. Якщо - ні, то фіксуємо час тривалості процесу і розраховуємо потужність теплових втрат. Виводимо їх на друк і повертаємося до головної підпрограми.

Різниця вихідної підпрограми гідродинамічного привода (див. рис. 9.3) пов'язана з можливістю застосування противключення. У разі досягнення стрілою заданого кута (перехід 1) коефіцієнту керування рухом $K_{\ddot{a}}$ присвоюється значення $K_{\ddot{a}} = 1$, незалежному коефіцієнту керування гальмом $K_{\ddot{a}} = 1$. Припинення розрахунку відбувається за часом (перехід 3).

9.6. Моделювання пуско-гальмівних процесів

На рис. 9.6 наведено графіки пуско-гальмівного процесу для електромеханічного привода за максимальної вантажопідйомності.

Як бачимо, у початковий період пуску різко зростає момент двигуна 1. Через 4 с двигун досягає швидкості 2, близької до номінальної. При цьому $M_{\text{дв}}$ й ω у початковий період пуску пов'язані з динамічним прикладенням навантаження.

Криві 4 і 5 (рис. 9.6) характеризують швидкість вантажу і пройдений шлях ($v_{\ddot{a}}$, $S_{\ddot{a}}$), криві 3 і 6 – швидкість v_c і шлях S_c стріли. Через 1 с з моменту пуску стріла приходить у рух, у той час як вантаж залишається нерухомим ще протягом 1 с. Це пов'язано з гнучким підвісом вантажу та інерційністю системи. Відставання вантажу спостерігається упродовж 4-5 с, далі відбувається вирівнювання. Після закінчення 23 с кран обертається на 90° , відбувається вимкнення привода і накладення гальма ($M_{\ddot{a}} = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$). Після закінчення 2 с з початку гальмування $\omega = 0$. Вантаж при гальмуванні обганяє стрілу і виконує хитання.

Криві 7, 8, 9 (див. рис. 9.6) характеризують моменти у редукторі M_p , башті $M_{\ddot{a}}$ та стрілі M_c . Як бачимо, криві динамічних навантажень носять коливальний характер. Графіки $M_{\ddot{a}}$ і M_c достатньо точно відслідковують один одного. Так, при пуску значення M_p досягає $175 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $M_{\ddot{a}}$ і M_c – $130 \text{ кН} \cdot \text{м}$, а при гальмуванні $M_p = 90 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $M_{\ddot{a}}$ і M_c – $150 \div 160 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

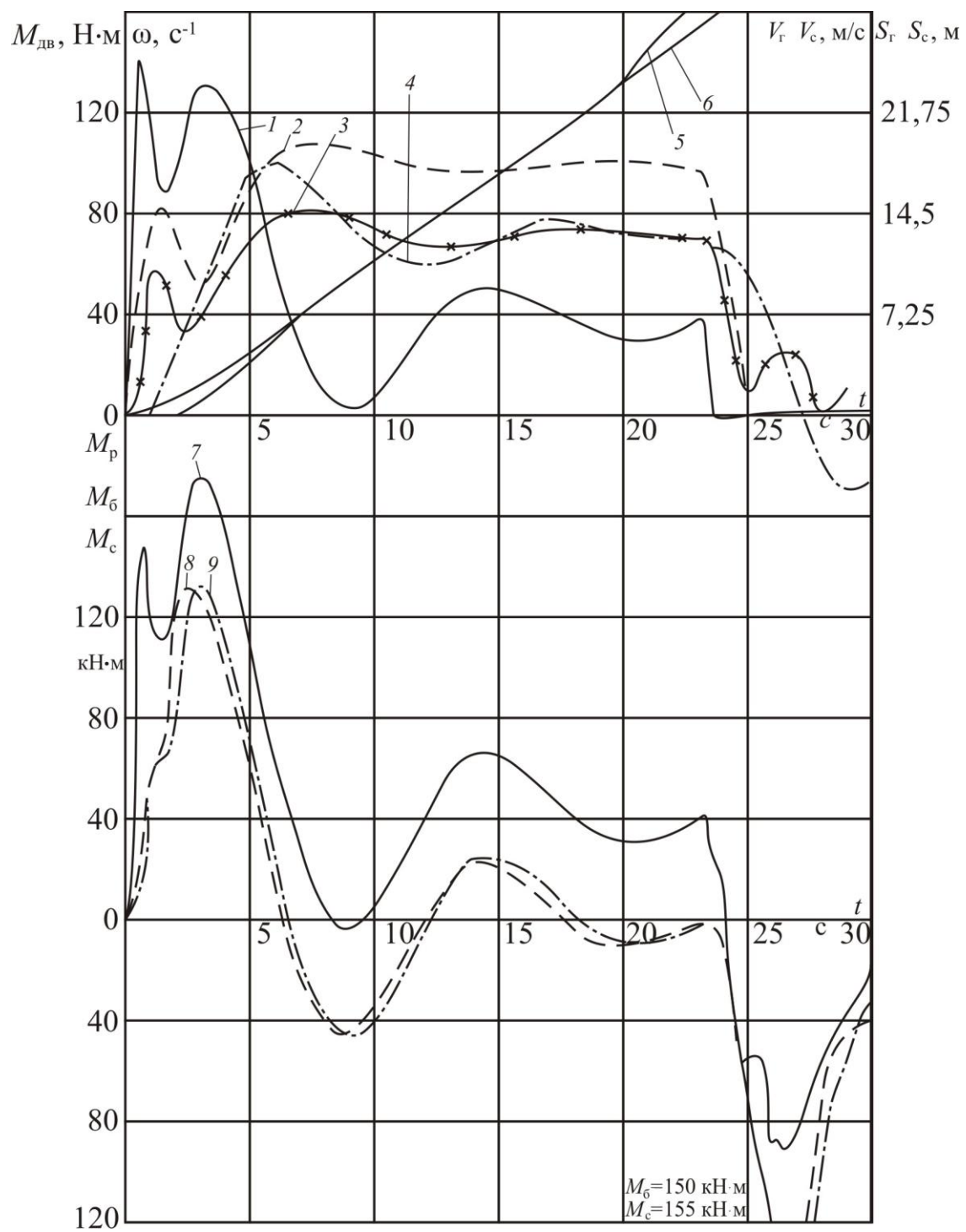


Рисунок 9.6 – Графіки перехідних процесів у випадку електромеханічного привода

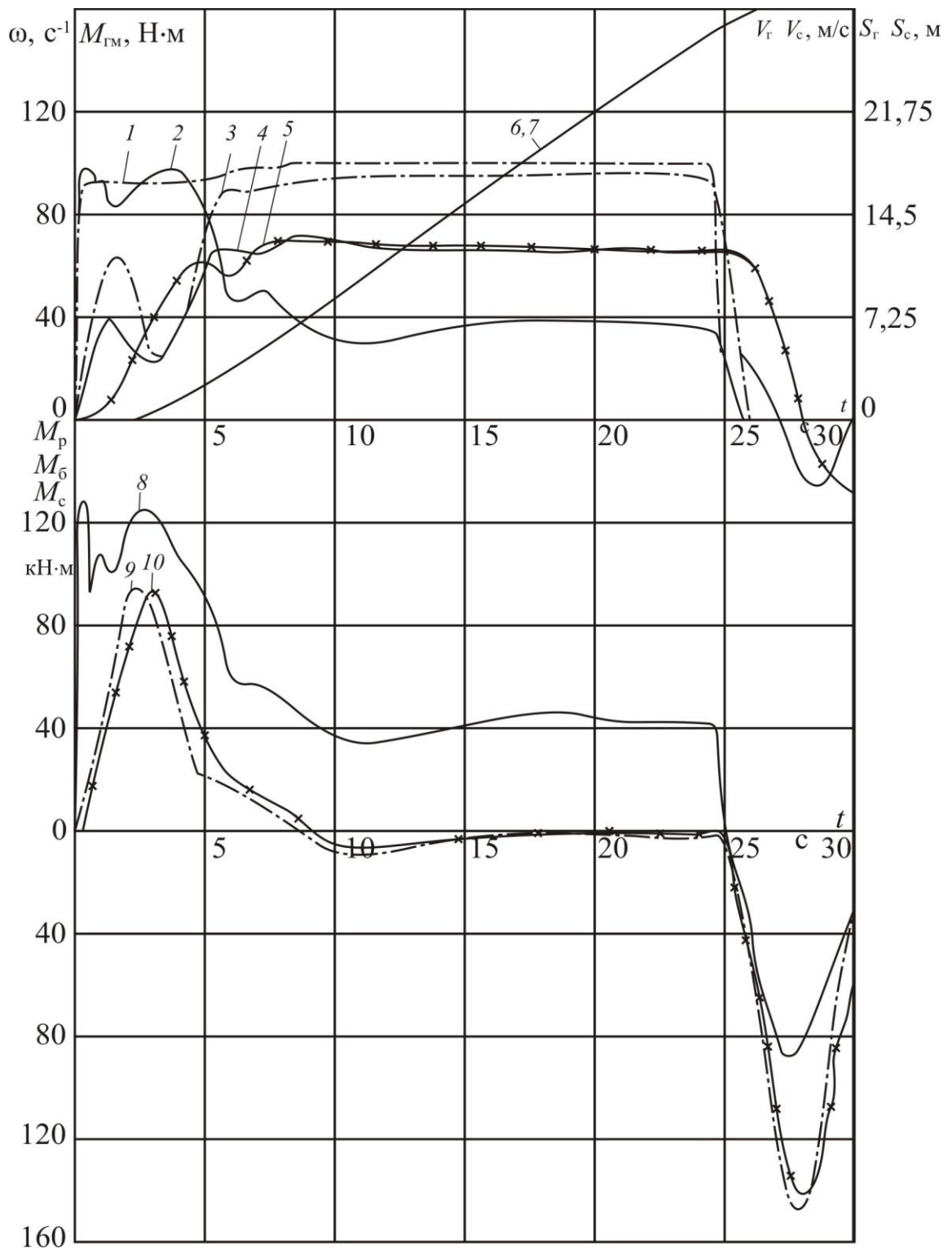


Рисунок 9.7 – Графіки перехідних процесів у разі гідродинамічного привода

На рис. 9.7 подано графіки пуско-гальмівних процесів для гідродинамічного привода за тих же початкових умов.

При включенні привода різко зростають швидкість насосної частини 1 і момент гідромуфти 2. Швидкість турбінної частини 3 зростає плавно і досягає свого номінального значення через 6-8 с.

Через 1 с починається рух стріли, а згодом і вантажу. Своєї номінальної швидкості (криві 4, 5) стріла і вантаж досягають за 6-8 с, і ця швидкість залишається незмінною до початку гальмування.

Шлях у 90° кран проходить за 25 с, після чого відбувається вимкнення привода і гальмування.

Після пускового піку динамічні навантаження M_p , M_δ , M_c (криві 8, 9, 10) падають і під час руху, що встановився, залишаються незмінними. При пуску M_p досягає $130 \text{ кН} \cdot \text{м}$, M_δ і M_c – $90 \text{ кН} \cdot \text{м}$, при гальмуванні – M_p – $70 \text{ кН} \cdot \text{м}$, M_δ і M_c – $140 \div 150 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Динамічні навантаження у випадку гідродинамічного привода менші від навантажень у разі електромеханічного привода. Так, значення M_p для гідродинамічного привода менше на 25-30%, ніж для електромеханічного, а M_δ і M_c – на 30–35 %. На відміну від електромеханічного привода, де криві динамічних навантажень носять коливальний характер, у разі гідродинамічного привода коливання швидко затухають і навантаження стабілізуються.

Рекомендована література: [11–15].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Руденко Н.Ф. Грузоподъемные машины / Н.Ф. Руденко. – М. : Машгиз, 1957.
2. Кифер Л.Г. Грузоподъемные машины / Л.Г. Кифер, И.И. Абрамович. – М. : Машгиз, 1957.
3. Грузоподъемные машины / Под общей ред. М. П. Александрова. – М. : МГТУ, 2000. – 300 с.
4. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Х. : НТУ «ХПІ», 2006. – 300 с.
5. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины / В. Ф. Гайдамака. – М. : Вища шк., 1989. – 328 с.
6. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров. – М. : Высш. шк., 1979.
7. Четырбок Ф.М. Торможение крановыми механизмами / Ф.М. Четырбок. – М. ; Свердловск : Машгиз, 1950.
8. Ушаков П.Н. Краны и лифты промышленных предприятий : справочник / П.Н. Ушаков, М.Г. Бродский. – М. : Metallurgia, 1974.
9. Онищенко В.И. Грузоподъемные машины : лабораторные работы / В.И. Онищенко и др. – К. : Вища шк., 1978.
10. Лукьянов М.И. Надежность работы тормозов с электрогидравлическим приводом / М.И. Лукьянов. – М. : Машгиз, 1975.
11. Основы следящего гидравлического привода / Н. С. Гамынин. – М. : Оборонгиз, 1962.
12. Дорн, Мак-Кранен. Численные методы и программирование на фортране / Дорн, Мак-Кранен. – Л., 1977.

13. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. – М. : Машиностроение, 1968.

14. Ковальский Б.С. Грузоподъемные машины. Передвижение кранов / Б. С. Ковальский. – Х. : Изд-во ХВКИУ, 1963.

15. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М. С. Комаров. – М. : Машгиз, 1962.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1

Таблиця Д1 - Результати обстежень, вимірів і розрахунків до лабораторної роботи 6

| Розрахункові та вимірювані величини. Інші параметри | Позначення | Результати |
|--|------------|------------|
| Тип гальма | | |
| Діаметр гальмівного диска номінальний, мм | | |
| Тип фрикційної обкладки | | |
| Коефіцієнт тертя | | |
| Стан прилягання гальмівних колодок по периметру обхвату гальмівного диска | | |
| Стан розташування гальмівних колодок по ширині гальмівного диска | | |
| Стан поверхні гальмівного диска | | |
| Фактичний діаметр гальмівного диска, мм | | |
| Биття, мм | | |
| Номінальний (табличний) хід розмикаючого пристрою (електромагніта, штовхача), мм | | |
| Робочий (установочний) хід, мм | | |
| Установочний зазор між колодкою і диском, мм | | |
| Потрібна довжина пружини, мм: | | |
| а) у початковому стані | | |
| б) у стисненому стані | | |
| Гальмівний момент гальма, Н·м | | |
| Похибка настройки гальма на заданий гальмівний момент, % | | |
| Марка робочої рідини для гідроштовхача | | |

ДОДАТОК 2

Таблиця Д2 - Результати обстежень, вимірів і розрахунків до лабораторної роботи 7

| Розрахункові та вимірювані величини. Інші параметри | Позначення | Результати |
|--|------------|------------|
| Тип гальма | | |
| Діаметр гальмівного диска номінальний, мм | | |
| Тип фрикційної обкладки | | |
| Коефіцієнт тертя | | |
| Стан прилягання гальмівних колодок по периметру обхвату гальмівного диска | | |
| Стан розташування гальмівних колодок по ширині гальмівного диска | | |
| Стан поверхні гальмівного диска | | |
| Фактичний діаметр гальмівного диска, мм | | |
| Биття, мм | | |
| Номінальний (табличний) хід розмикаючого пристрою (електромагніта, штовхача), мм | | |
| Робочий (установочний) хід, мм | | |
| Установочний зазор між колодкою і диском, мм | | |
| Потрібна довжина пружини, мм: | | |
| а) у початковому стані | | |
| б) у стисненому стані | | |
| Гальмівний момент гальма, Н·м | | |
| Похибка настройки гальма на заданий гальмівний момент, % | | |

ЗМІСТ

| | |
|--|--------|
| Вступ | 3 |
| Лабораторна робота 1. Визначення зусиль у гілці, що збігає, каната кратного поліспада для виграшу в силі при підйомі вантажу..... | 4 |
| Лабораторна робота 2. Визначення ККД кратних поліспастів для виграшу в силі..... | 7 |
| Лабораторна робота 3. Вивчення конструкції і визначення ККД кратних поліспастів..... | 10 |
| Лабораторна робота 4. Визначення ступеня абразивного зносу канатів..... | 16 |
| Лабораторна робота 5. Дослідження роботи гідравлічного домкрата | 20 |
| Лабораторна робота 6. Конструкція і регулювання двоколодкового гальма з електрогідравлічним штовхачем..... | 23 |
| Лабораторна робота 7. Конструкція і регулювання двоколодкового гальма з короткоходовим електромагнітом..... | 33 |
| Лабораторна робота 8. Програма розрахунку на ЕОМ «Динаміка кранової тримасової системи механізму пересування мостового крана»..... | 40 |
| Лабораторна робота 9. Програма розрахунку на ЕОМ «Динаміка кранової п'ятимасової системи механізму поворота баштового крана»..... | 55 |
| Список літератури..... | 75, 76 |
| Додатки..... | |
| Додаток 1..... | 77 |
| Додаток 2..... | 78 |

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ З КУРСУ «Вантажопідйомні машини»
для студентів спеціальності 7.090214, 050503 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання”

Укладачі: ГРИГОРОВ Отто Володимирович
ПЕТРЕНКО Надія Олександрівна
СТРИЖАК Всеволод Вікторович
ГУБСЬКИЙ Сергій Олександрович

Відповідальний за випуск О. В. Григоров

Роботу до видання рекомендував В. Г. Дяченко

Редактор Л. А. Копієвська

План 2010 р., поз. 95/

Підп. до друку _____ Формат 60x84 1/16. Папір офсетний. Друк – ризографія.
Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 4,5. Обл. - вид.арк 4,9. Наклад 150 прим.
Зам. № ____ . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХП».

Свідectво про державну реєстрацію ДК № 3567 від 24.12.2009 р.

61002 Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ «ХП», 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21